
DIPLOMARBEIT

Herr Ing.

Josef Karl Hofmann

**Entwurf und Konstruktion ei-
ner Vorrichtung zum Wenden
von Kisten und deren Integra-
tion in eine bestehende Apfel-
sortieranlage**

Mittweida, 2013

DIPLOMARBEIT

Entwurf und Konstruktion einer Vorrichtung zum Wenden von Kisten und deren Integration in eine bestehende Apfelsortieranlage

Autor:

Herr Ing. Josef Karl Hofmann

Studiengang:

Maschinenbau

Seminargruppe:

KM09sFA

Erstprüfer:

Prof. Dr.-Ing. H.-G. Kretzschmar

Zweitprüfer:

DI Dr. techn. Mathias H. Luxner

Einreichung:

Mittweida, 23.01.2013

Verteidigung/Bewertung:

Mittweida, 2013

Bibliografische Beschreibung:

Hofmann, Josef, Karl:

Entwurf und Konstruktion einer Vorrichtung zum Wenden von Kisten und deren Integration in eine bestehende Apfelsortieranlage. –2013. – v, 93, XVII S.

Ötztal-Bahnhof, Hochschule Mittweida, Fakultät Maschinenbau/ Mechatronik, Diplomarbeit, 2013.

Referat

In einem Apfelsortierbetrieb müssen die großen Erntekisten aus Kunststoff mit Wasser gereinigt werden. Damit die Verunreinigungen aus den Kisten ausgespült werden können, müssen diese zum Reinigen gewendet werden.

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit dem Entwurf und der Konstruktion einer Vorrichtung zum Wenden dieser Kisten. Diese Vorrichtung „Kistenwender“ genannt soll in die bestehende Apfelsortieranlage integriert werden. Ein Portalroboter entleert die Kisten und stellt diese auf einem Kettenförderer ab. An diesem Abstellplatz soll der Kistenwender installiert werden ohne dass der Entleer-Vorgang behindert wird.

Inhalt

Inhalt	VIII
Abbildungsverzeichnis	IX
1 Aufgabenstellung	1
1.1 <i>Festlegen der Kistenreinigung</i>	<i>1</i>
1.2 <i>Bestimmung des geeigneten Waschplatzes</i>	<i>1</i>
1.3 <i>Änderungen der bestehenden Anlage durch die Installierung des Waschplatzes</i>	<i>3</i>
1.4 <i>Kundenforderungen an den Kistenwender</i>	<i>5</i>
1.5 <i>Fertigungsvorgaben an den Kistenwender</i>	<i>5</i>
2 Konzeption des Kistenwenders	7
2.1 <i>Bestandsaufnahme</i>	<i>7</i>
2.2 <i>Animation der bestehenden Anlage</i>	<i>7</i>
2.3 <i>Bestimmen der einzelnen Bewegungen</i>	<i>7</i>
2.3.1 <i>Klemmen und fixieren der Kisten</i>	<i>8</i>
2.3.2 <i>Drehen der Kiste</i>	<i>11</i>
2.3.3 <i>Heben der Kisten</i>	<i>14</i>
3 Konstruktion und statische Auslegung	17
3.1 <i>Der Klemmarm</i>	<i>17</i>
3.2 <i>Linearführung der Klemmarme</i>	<i>22</i>
3.3 <i>Klemmarmträger und Drehverbindung</i>	<i>33</i>
3.4 <i>Klemmhebel, Zugstangen und Pneumatikzylinder</i>	<i>37</i>
3.5 <i>Hubschlitten und Hubführung</i>	<i>46</i>
4 Festlegung der Antriebs-Komponenten	51
4.1 <i>Antrieb und Komponenten für die Drehbewegung</i>	<i>51</i>
4.2 <i>Antrieb und Komponenten für die Hubbewegung</i>	<i>57</i>
4.2.1 <i>Variante Seilwinde mit Übersetzungsrolle</i>	<i>58</i>
4.2.2 <i>Variante Zahnstangen-Antrieb</i>	<i>59</i>
5 Berechnung der Zyklusdauer	65
5.1 <i>Klemmbewegung</i>	<i>65</i>
5.2 <i>Drehen der Kiste</i>	<i>66</i>

5.3	<i>Heben und senken.....</i>	67
5.4	<i>Gesamtzykluszeit.....</i>	68
6	Typen- und Lagebestimmung der Endschalter	69
6.1	<i>Positionsschalter für die Klemmbewegung.....</i>	69
6.2	<i>Positionsschalter für die Drehung</i>	71
6.3	<i>Positionsschalter für die Hubbewegung</i>	73
7	Vorrichtung komplettieren	75
7.1	<i>Energiekette.....</i>	75
7.2	<i>Das Grundgestell</i>	76
7.3	<i>Der Hubschlitten</i>	77
7.4	<i>Integrieren in die Gesamtanlage</i>	78
8	Steuerung des Kistenwenders.....	81
8.1	<i>Bedieneinheit</i>	82
8.2	<i>Programmablauf</i>	83
8.3	<i>Anzahl und Art von Ein- und Ausgängen.....</i>	84
8.3.1	<i>Die Eingänge</i>	84
8.3.2	<i>Die Ausgänge</i>	85
8.4	<i>Anschlussplan SPS.....</i>	86
8.5	<i>Anschlussplan Pneumatik</i>	90
9	Literaturverzeichnis.....	91
10	Anlagen.....	93
10.1	<i>Drehverbindung und Flanschlager.....</i>	A-I
10.2	<i>Antriebskomponenten.....</i>	A-VI
10.3	<i>Sensor, Profilmagnetzylinde und Pneumatikventil.....</i>	A-IX
10.4	<i>Programmablauf.....</i>	A-XIV
	Selbstständigkeitserklärung.....	17

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Aufgabebereich der Apfelsortieranlage	2
Abbildung 2: Schmutzabsetzbecken mit Reinigungsdüse	4
Abbildung 3: Gabelstapler mit drehbarer Ballenklammer	8
Abbildung 4: Zeichnung Kiste (INVENTOR 10)	9
Abbildung 5: Skizze Klemmarm (AutoCAD Mechanical 2010)	10
Abbildung 6: Betätigung der Klemmarne durch den Pneumatikzylinder (Skizze)	11
Abbildung 7: Drehvariante 1 (Skizze)	12
Abbildung 8: Skizzen für das Drehlager	13
Abbildung 9: Mindest-Hubbewegung	14
Abbildung 10: Gehoben und 90° gedreht	15
Abbildung 11: Hubführung	16
Abbildung 12: Skizze Klemmarmlänge	17
Abbildung 13: Bildschirmdruck Schwerpunkt	18
Abbildung 14: Bildschirmdruck Bauteileigenschaften	19
Abbildung 15: Berechnung um die X-X Achse	20
Abbildung 16: Berechnung um Y-Y Achse	21
Abbildung 17: Wellen-Gleitlager-Führung	22
Abbildung 18: Skizze Platzverhältnisse	23
Abbildung 19: Klemmarm mit Linearführung und Tragerahmen	25
Abbildung 20: Lagerkräfte in horizontaler Position	26
Abbildung 21: Lagerkräfte in senkrechter Position	27

Abbildung 22: Berechnung Linearführungswelle Position 1	31
Abbildung 23: Tabellen-Auszug Betriebskraft pro Schraube	32
Abbildung 24: Bildschirmdruck vom fertigen Klemmarm.....	32
Abbildung 25: Tragerahmen mit Drehverbindung	33
Abbildung 26: Bildschirmdruck Lage des Schwerpunktes	34
Abbildung 27: Bildschirmdruck Eigenschaften des Tragerahmens	34
Abbildung 28: Bildschirmdruck Lastanordnung-Drehverbindung (Schäffler)	35
Abbildung 29: Ansichten der Konstruktion.....	37
Abbildung 30: FEM-Berechnung Klemmhebel 1. Versuch.....	39
Abbildung 31: FEM-Berechnung Klemmhebel 2. Versuch.....	40
Abbildung 32: Klemmarme offen, Zylinder eingefahren	41
Abbildung 33: Zylinder ausgefahren.....	42
Abbildung 34: Schnitt durch die Lagerstelle des Klemmhebels	43
Abbildung 35: Berechnung Klemmhebelwelle	44
Abbildung 36: Fertig konstruierte Lagerstelle	45
Abbildung 37: Skizze für die Rollenberechnung F. Winkel	46
Abbildung 38: Führungsrolle mit zusätzlicher Rolle zur Axialführung.....	47
Abbildung 39: Der vorläufige Hubschlitten	48
Abbildung 40: Bildschirmdruck Drehbewegung (ohne Schutzzaun)	49
Abbildung 42: Skizze Drehantrieb	52
Abbildung 41: Bildschirmdruck Eigenschaften.....	52
Abbildung 43: Skizze Ritzel-Innenzahnkranz	54
Abbildung 44: Bildschirmdruck Ergebnisse Wellenberechnung INVENTOR.....	55

Abbildungsverzeichnis	XI
Abbildung 45: Hubschlitten mit Drehverbindung und Antriebsmotor	56
Abbildung 46: Bilder von Hubspindelantrieben aus dem Katalog der Fa. ZIMM.....	57
Abbildung 47: Variante Seil mit Übersetzungsrolle	58
Abbildung 48: Kistenwender mit Zahnstange.....	60
Abbildung 49: ACAD Wellenberechnung	62
Abbildung 50: Hubschlitten mit Antrieb	64
Abbildung 51: Sinnbild 5/2 Wegeventil	65
Abbildung 52: t-s Diagramm, drehen	66
Abbildung 53: t-s Diagramm, heben	67
Abbildung 54: Magnetschalter Fa.Festo	70
Abbildung 55: Positionsschalter, klemmen	71
Abbildung 56: Maße für IFM Näherungsschalter	72
Abbildung 57: Positionsschalter, drehen.....	73
Abbildung 58: Positionsschalter, heben.....	74
Abbildung 59: Einbau der Energiekette	75
Abbildung 60: fertiges Grundgestell.....	77
Abbildung 61: kompletter Hubschlitten	78
Abbildung 62: Gesamtanlage mit Kistenwender	79
Abbildung 63: Der Kistenwender fertig konstruiert.....	80
Abbildung 64: Beschriftung der Bedientafel.....	82
Abbildung 65: Anfangsteil-Ablaufplan.....	83
Abbildung 66: Foto, Aufgabebereich des Portalroboters.....	86
Abbildung 67: Anschlußplan SPS.....	88

Abbildung 68: Anschlußplan FU und Motoren	89
---	----

1 Aufgabenstellung

Die Firma Erzeugerorganisation „Oberinntalobst“ GmbH, besitzt eine Apfelsortieranlage mit einem Sortiervolumen von ca. 1400 Tonnen Äpfeln pro Saison. In dieser Anlage werden die Äpfel in Großkisten aus Kunststoff mit den Maßen 1.120 x 1.120 x 730 mm mit einem Inhalt von rund 300 kg Äpfeln angeliefert. Der Erzeugerorganisation wurde nun vorgeschrieben, jede Kiste einmal jährlich zu reinigen.

Ein geeigneter Waschplatz soll gefunden werden. Dort soll der Innenraum der Kisten vollautomatisch gereinigt werden. Dieser Waschplatz soll in der Sortierhalle sein.

1.1 Festlegen der Kistenreinigung

Die Kisten werden bei der Ernte durch Erde, Staub, Laub, faule Äpfel und sonstiges verschmutzt. Diese Verunreinigungen sollen aus dem Innenraum der Kisten mit Wasser heraus gespült werden. Damit das Spülwasser den Schmutz aus den Kisten entfernen kann, müssen die Kisten beim Spülen um 180° gedreht (auf den Kopf gestellt) werden. Da der Lärmpegel in der Sortierhalle schon recht hoch ist, soll die Wasserdüse nicht mit Hochdruck, sondern mit dem Wasserdruck des öffentlichen Wasser-Netzes zirka 6 bar betrieben werden. Zum Einsatz kommt eine Tankreinigungsdüse mit Eigenantrieb. Die Leistungsdaten dieser Düse, bei empfohlenem Arbeitsdruck von 6 bar, 5 bis 30 Umdrehungen pro Minute; große Reinigungsleistung durch hohe Aufprallkräfte; Wasserverbrauch von 21 bis 74 Liter pro Minute; eine Spritzbedeckung von 180°.

1.2 Bestimmung des geeigneten Waschplatzes

Um einen geeigneten Waschplatz für die Kisten zu finden wird der Aufgabebereich der Apfelsortieranlage betrachtet.

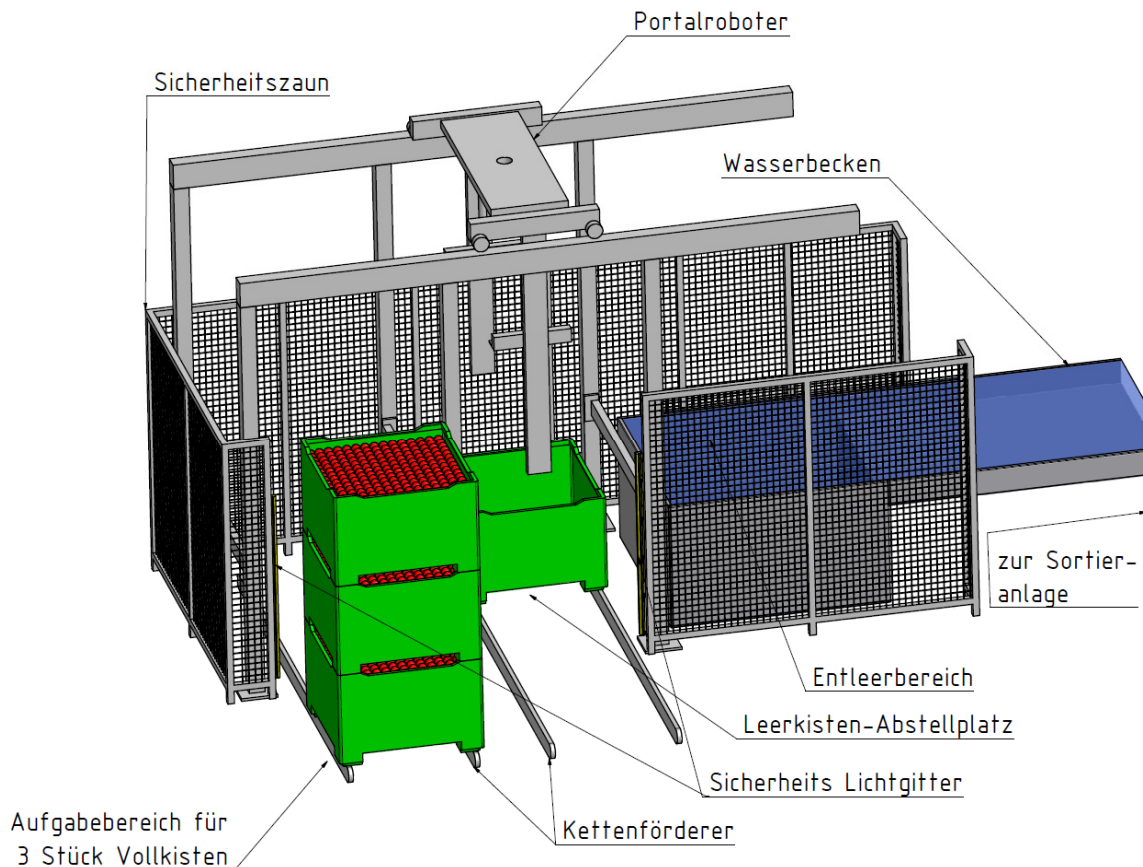


Abbildung 1: Aufgabebereich der Apfelsortieranlage

Die vollen Kisten werden mit einem Elektrostapler auf den linken Kettenförderer gestellt. Die Kisten werden automatisch in die Abholposition befördert und von einem Portalroboter einzeln abgeholt. Dieser senkt die Kisten in das Wasserbecken ab und hält die Kiste unter Wasser fest. Die Dichte der Äpfel ist kleiner als die des Wassers, daher schwimmen diese nach oben und werden von der im Wasserbecken erzeugten Wasserströmung in Richtung Vereinzelung und Trocknung ausgeschwemmt. Nachdem der letzte Apfel den Einstellbereich verlassen hat, wird die leere Kiste vom Portalroboter angehoben, verweilt kurz über dem Wasserbecken damit das Wasser abtropfen kann und wird dann auf den Kettenförderer der Leerkistenentnahme abgestellt. Stehen drei Leerkisten übereinander werden sie automatisch zum Entnahme Bereich nach vorne gefördert. Bei der

derzeit vorhandenen maximalen Sortierleistung dauert der Entleer-Vorgang nach dem Abstellen im Wasserbecken zirka 160 Sekunden. Durch eine Erweiterung der Sortieranlage kann dieser Vorgang auf zirka 80 Sekunden verringert werden. Da in dieser Zeit der Schmutz in den Kisten aufgeweicht wird, kann dieser kurz nach dem Wasserbecken am leichtesten entfernt werden. Daher sollte die Reinigung der Kisten gleich nach dem Abstellen am Leerkisten Abstellplatz erfolgen.

1.3 Änderungen der bestehenden Anlage durch die Installation des Waschplatzes

Wie unter Punkt 1.1 beschrieben, müssen die Kisten beim Reinigen gedreht werden. Die Zeit die der Portalroboter im Entleer-Bereich verbringt, kann zum Reinigen der Kisten verwendet werden. Das Reinigen der Kisten soll nun eine Vorrichtung übernehmen, welche am Leerkisten-Abstellplatz installiert wird. Diese Vorrichtung soll die Kisten klemmen, heben, um 180° drehen und auf dem Kettenförderer abstellen. Unter dem Kettenförderer soll ein Schmutzabsetzbecken installiert werden. In dieses Becken wird die unter Punkt 1.1 beschriebene Wasserdüse mittig und mit dem Hallenboden bündig eingebaut. Diese Düse wird über ein Magnetventil mit Wasser versorgt und soll zirka 15 bis 30 Sekunden lang die Kisten ausspülen. Die optimale Reinigungszeit muss bei der Inbetriebnahme ermittelt werden. Diese soll um den Wasserverbrauch möglichst gering zu halten auf keinen Fall länger als 30 Sekunden sein. Nach dem Waschvorgang hebt die Vorrichtung die Kisten wieder an, dreht sie auf 0°, stellt sie wieder auf dem Kettenförderer ab und gibt sie zum Abtransport frei. Durch diesen Waschvorgang können die Leerkisten nicht mehr übereinander gestapelt werden und müssen einzeln abtransportiert werden. Der Kettenförderer soll nun die Kisten endlos ausschieben und muss daher etwas umgebaut werden. Die Kisten müssen von Hand (mit dem Gabelstapler) gestapelt werden. Vor dem Stapeln werden die Kisten noch auf Sauberkeit kontrolliert und bei Bedarf von Hand nachgereinigt. Damit unter dem Kettenförderer ein Schmutzabsetzbecken installiert werden kann, müssen auch die Anschlagpunkte des Förderers geändert werden. Die Steuerung des Portalroboters

muss mit einem Wahlschalter „Waschmodus“ und „Normalbetrieb“ ergänzt werden.

Zusammengefasst sind folgende Änderungen der Anlage durch zu führen:

- den Kettenförderer abbauen,
- den Hallenboden aufschneiden,
- eine Edelstahlwanne inklusive Wasserdüse einsetzen,
- Wasser- zu und Abfluss installieren,
- Anschlagpunkte des Kettenförderers ändern und diesen wieder montieren,
- den Kettenförderer zum Endlosausschub umbauen,
- die Steuerung um den Wahlschalter ergänzen,
- den NOT-AUS Kreis auf die Vorrichtung erweitern,
- eine Vorrichtung zum Drehen der Kisten in die Anlage einbauen.

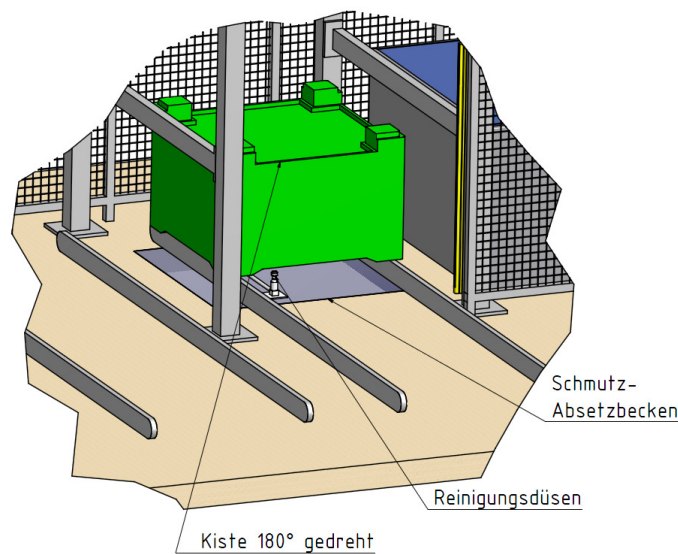


Abbildung 2: Schmutzabsetzbecken mit Reinigungsdüse

Die vorliegende Arbeit befasst sich ausschließlich mit der Vorrichtung zum Drehen der Kisten. Diese Vorrichtung wird in der folgenden Arbeit „Kistenwender“ genannt.

1.4 Kundenforderungen an den Kistenwender

- Es darf keine Ölhydraulik eingesetzt werden.
- Pneumatik darf nur begrenzt eingesetzt werden, aufgrund der vorhandenen Kompressor Auslastung.
- Die Vorrichtung soll ohne größere Umbaumaßnahmen in die vorhandene Anlage integriert werden. Und darf bei keiner Bewegung mit dem Portalroboter kollidieren.
- Die Vorrichtung soll eine eigenständige Steuerung haben. Die Not-Aus-Funktion und das Freigabesignal werden von der Portalrobotersteuerung übernommen.

Die Bewegungen des Waschzyklus dürfen (incl. max. 30 Sekunden Waschen) nicht länger als 100 Sekunden dauern. Der Portalroboter benötigt im Entleer-Bereich folgende Zeiten:

7 Sekunden senken

80 Sekunden entleeren (Bei Vollausbau)

7 Sekunden Heben

6 Sekunden abtropfen

Ergibt 100 Sekunden Aufenthalt im Entleer-Bereich

1.5 Fertigungsvorgaben an den Kistenwender

Die Vorrichtung soll einfach zu fertigen sein, das heißt für den Fertigungsbetrieb:

- Verwendung von einfachen und günstigen Normteilen.
- Fertigungseinzelteile sollen möglichst aus Blechen, Formstahl, Flachstahl und Hohlprofilen bestehen, die miteinander verschweißt oder verschraubt werden. Bleche werden mit der Schlagschere oder mit der Wasserstrahl-Schneidanlage zugeschnitten.

Durch diese Vorgaben sind Fertigungstoleranzen von ca. ± 1 mm zu erreichen. Auf diese großen Toleranzen soll die Konstruktion Rücksicht nehmen.

2 Konzeption des Kistenwenders

2.1 Bestandsaufnahme

Der Aufgabebereich mit den Kettenförderrern und der Portalroboter werden ausgemessen und in das CAD-System (Autodesk Inventor 10) übernommen.

Das Ausmessen der Kisten ergab die gleichen Grundmaße jedoch kleine Unterschiede in der Form. Diese Unterschiede müssen bei der Konstruktion der Klemmung berücksichtigt werden.

2.2 Animation der bestehenden Anlage

Während der Bestandsaufnahme wurden die Zeiten der einzelnen Vorgänge ermittelt. Um die Bewegungen der Anlage mit der Vorrichtung abzustimmen wurde der bestehende Portalroboter inklusive der Kisten mit Inhalt im 3D-Programm gezeichnet und die einzelnen Bewegungsabläufe simuliert. Die Bewegungen die der Portalroboter aus führt sind unter Punkt 1.3 beschrieben.

2.3 Bestimmen der einzelnen Bewegungen

Damit die Kisten gewaschen werden können, müssen sie wie schon Eingangs beschrieben, auf den Kopf gestellt werden. Eine Vorrichtung soll die Kisten anheben, um 180° Drehen und wieder abstellen.

Als Konzept für die Vorrichtung dient der Hubmast eines Gabelstaplers mit drehbarer Ballenklammer (siehe Abbildung 3).

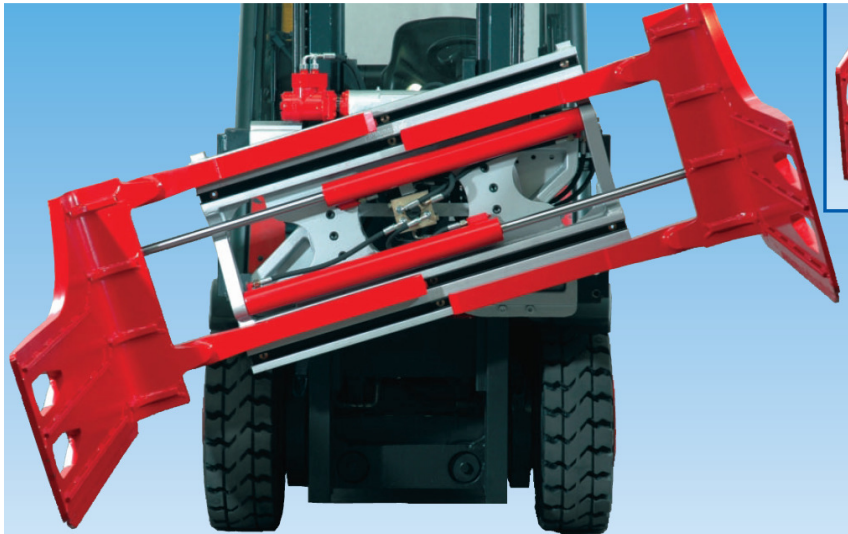


Abbildung 3: Gabelstapler mit drehbarer Ballenklammer¹

2.3.1 Klemmen und fixieren der Kisten

Wie schon vorher erwähnt gibt es kleine Unterschiede bei den Kisten:

- verschiedene Hersteller,
- unterschiedliches Alter,
- die verstärkten Ecken sowie die oberen und unteren Ausnehmungen sind bei allen gleich ausgeführt,
- Maßabweichungen von ± 10 mm vom Außenmaß.
- unterschiedliche Ausführung der Seitenwände,
- eine Masse von 32 +/- 3 Kg.

¹ Bild aus Homepage: www.durwen.de/de/klammergeräte/drehbare-ballenklammer-dpbk.html (23.12.12; 09:45)

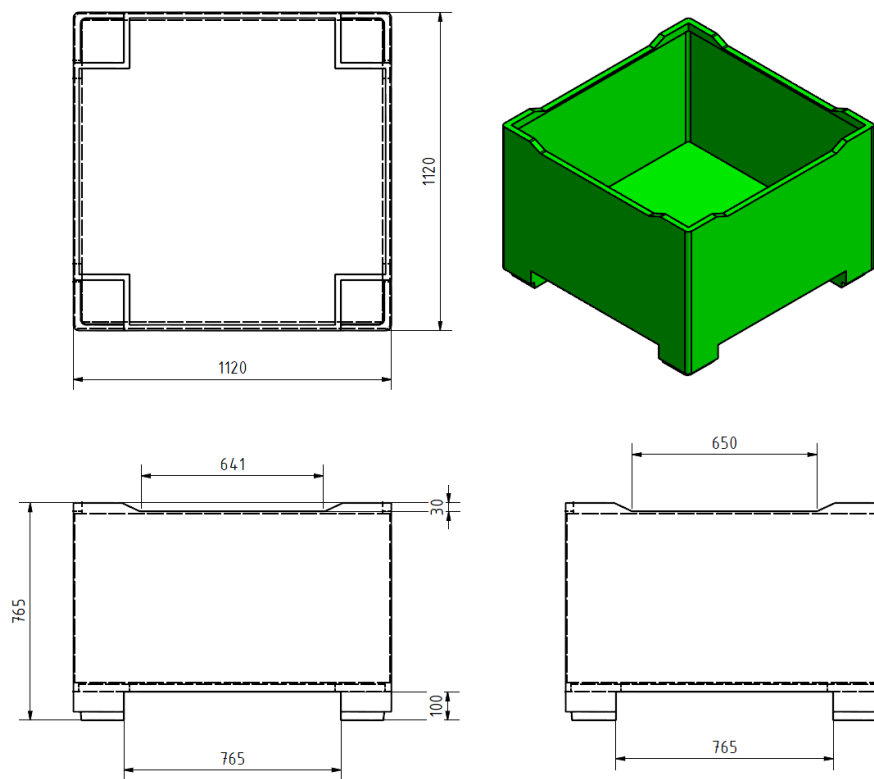


Abbildung 4: Zeichnung Kiste (INVENTOR 10)

Die Ecken und die Ausnehmungen werden als Anschlagpunkte fest gelegt. Damit die Kisten gehoben und gedreht werden können, müssen sie fixiert werden. Dies soll mit zwei linear geführten Klemmarmen erreicht werden. Diese Klemmarme müssen die beiden Seitenecken erfassen. Als zusätzliche Sicherung werden die Arme mit Anschlägen versehen, welche in die untere und obere Ausnehmung passen. In der Abbildung 5 ist eine Skizze dieser Arme dargestellt.

Anforderungen an die Kisten-Klemmung:

- durch die Klemmbewegung darf die Kiste nicht aus der Mitte geschoben werden,
- die Klemm-End-Position muss flexibel sein,
- die Klemmkraft soll einstellbar sein.

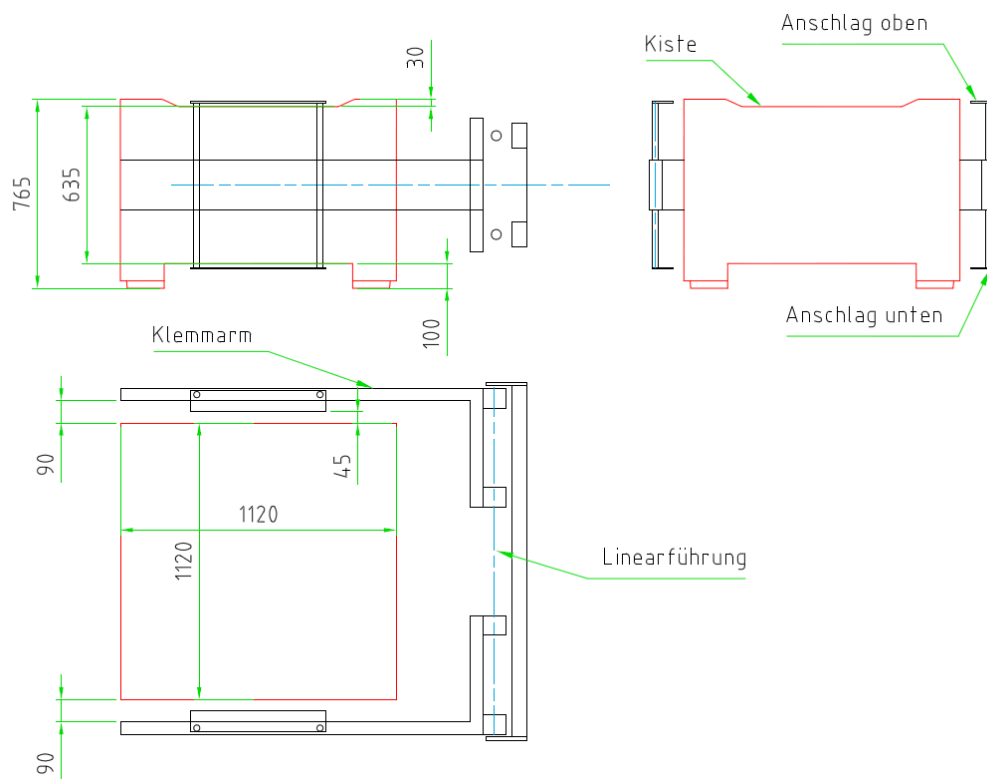


Abbildung 5: Skizze Klemmarm (AutoCAD Mechanical 2010)

Die Klemmarme werden wie in Abbildung 5 zu sehen ist durch eine Linearführung geführt. Auf die Art der Führung wird später eingegangen. Die Klemmkraft wird mit einem Pneumatik-Zylinder aufgebracht.

Die Vorteile der Pneumatik sind:

- kostengünstige Normelemente und Steuerventile,
- die Klemmkraft lässt sich leicht über den Druckmanometer einstellen,
- die Endlage beim Klemmen passt sich den Kisten an.

Der Luftverbrauch für den Zylinder ist sehr gering und daher im bestehenden Druckluftnetz vertretbar.

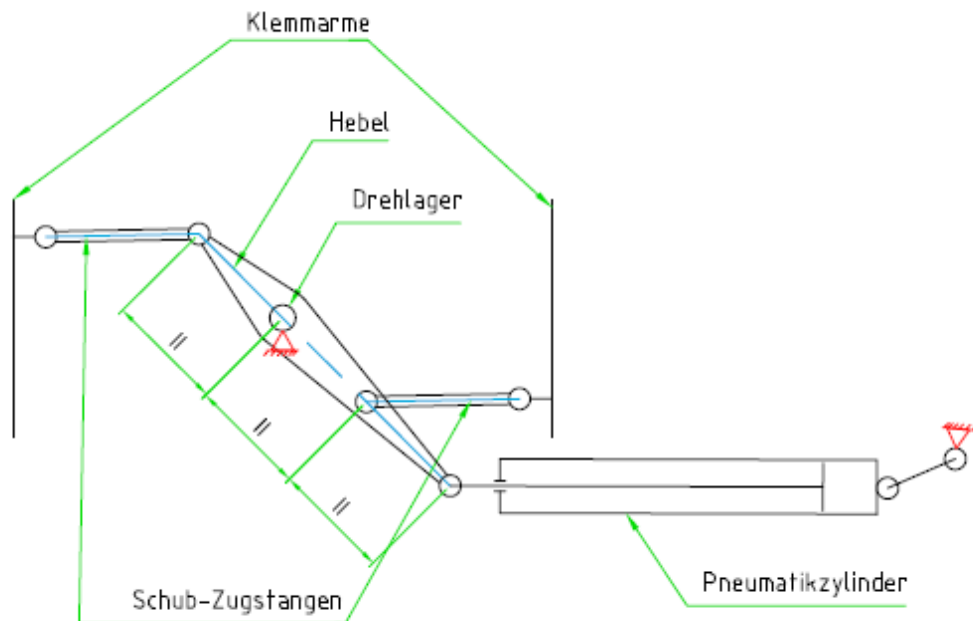


Abbildung 6: Betätigung der Klemmarme durch den Pneumatikzylinder (Skizze)

Damit die Klemmbewegung symmetrisch (um einem definierten Mittelpunkt) erfolgt, werden die Klemmarme mit einem zentrisch gelagerten Hebel und Schub-Druckstangen bewegt, wie in Abbildung 6 zu sehen.

2.3.2 Drehen der Kiste

Zwei Varianten der Drehbewegung wurden betrachtet:

Variante 1: Die Drehachse der Kiste quer zur Ausschubrichtung (siehe Abbildung 7) . Hier wurde versucht die Drehlagerung auf den Klemmarmen anzubringen, den Antrieb der Drehbewegung auf dem Hubschlitten zu positionieren und über eine Kinematik in den Klemmarmen zu den Drehpunkten zu leiten.

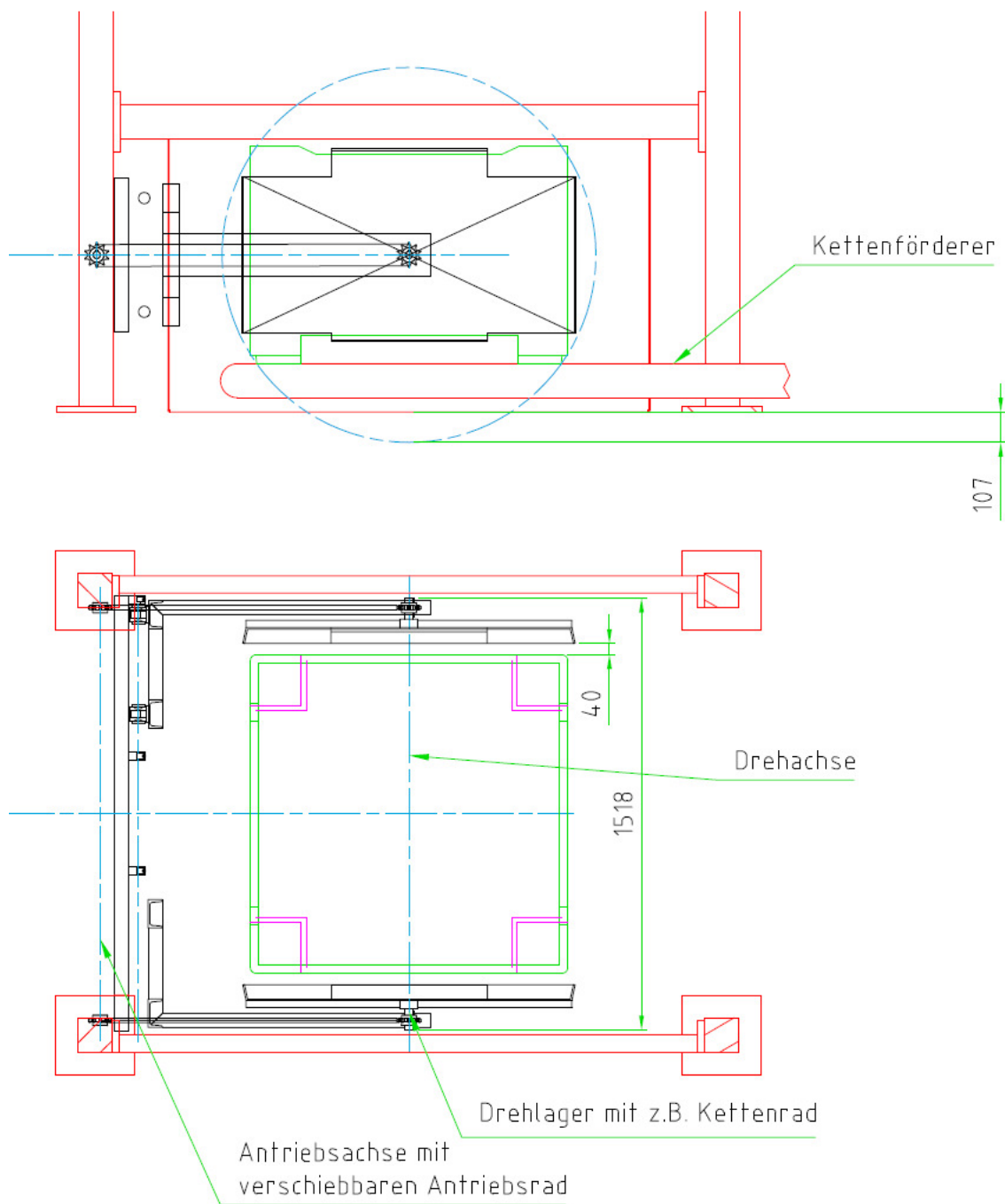


Abbildung 7: Drehvariante 1 (Skizze)

Diese Variante wurde aus Kostengründen ausgeschlossen.

Variante 2: Die Drehachse wird parallel zu den Kettenförderern angeordnet. Die Mittellinie dazu ist in Abbildung 7, Grundriss die horizontale strich-punktierte Linie. Das Drehlager wird bei dieser Variante hinter der Kiste am Hubrahmen angeordnet. Für das Drehlager gibt es verschiedene Ausführungsmöglichkeiten.

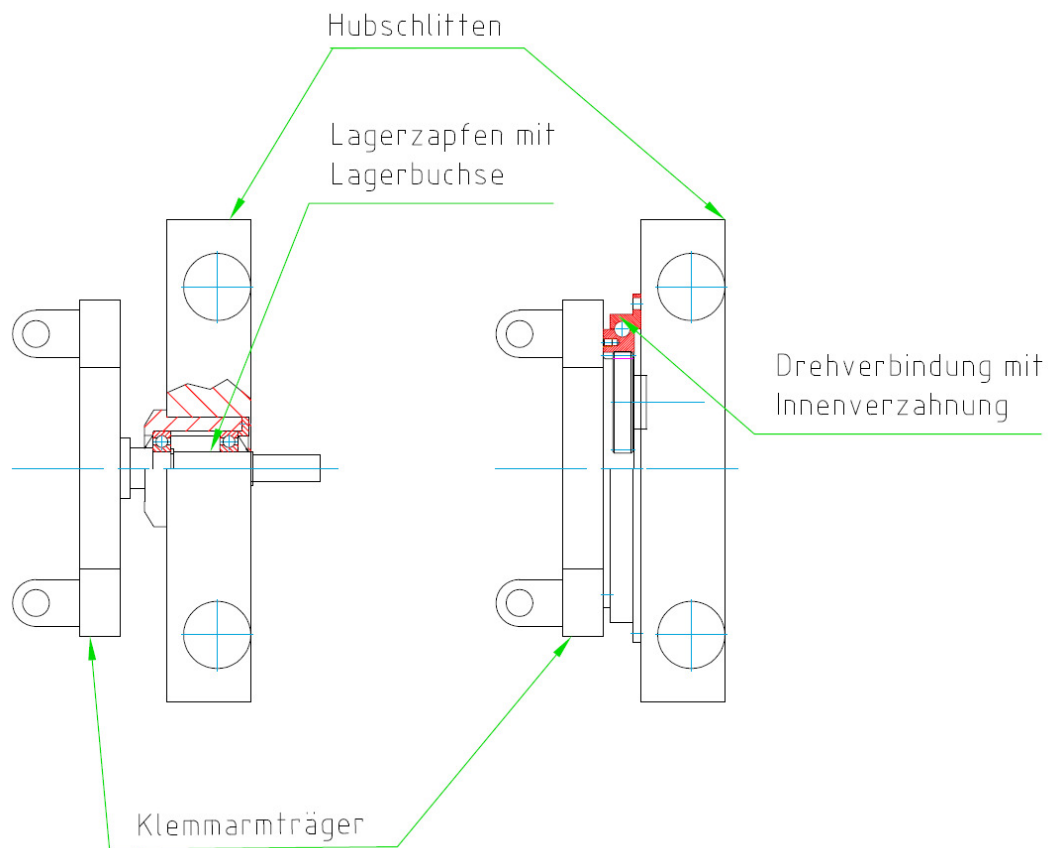


Abbildung 8: Skizzen für das Drehlager

Im linken Bild sieht man die Ausführung mit Lagerzapfen und Lagerbuchse. Im rechten Bild ist die Drehlagerung mit einer Drehverbindung mit Innenverzahnung dargestellt. Die Variante Lagerzapfen erfordert viel Zerrspanarbeit, da es dafür keine Normteile (außer Rillenkugellager) gibt. Die Aufnahme des Lagerzapfens am relativ großen Klemmarmträger erfordert einige Streben zur Aussteifung und daher auch einiges an Schweißarbeit. Auf dem Klemmarmträger befindet sich auch der Pneumatik-Zylinder und zwei Sensoren für die Klemmbewegung, das heißt es

müssen zwei Luftleitungen und zwei Kabel durch die Achse der Drehbewegung geführt werden. Durch die Verwendung einer Drehverbindung bleibt das Zentrum für die Durchführung frei, außerdem verringert sich die Bauhöhe durch die Drehverbindung erheblich. Drehverbindungen sind als Normteile in verschiedenen Ausführungen und Genauigkeiten erhältlich. Es wird daher die Variante Drehverbindung weiter verfolgt.

2.3.3 Heben der Kisten

Die Kisten müssen zum Drehen angehoben und danach in die Waschposition abgesenkt werden. Diese Bewegung wird linear senkrecht ausgeführt. Damit die Hubhöhe ermittelt werden kann, wird eine Skizze gezeichnet. In diese Skizze wird der Wendekreis der Kiste und der Klemmarme eingezeichnet. Die Umrisse des Portalroboters werden aus dem 3-D Programm in das 2-D Programm übernommen. Die Hubhöhe hängt von zwei Faktoren ab:

- Groß genug damit die Kiste oder die Anschläge bei der Drehung nicht den Boden oder den Kettenförderer berühren.
- So klein wie möglich damit die Klemmarme bei der Drehung genug Abstand von den senkrechten Führungen der Portalroboters haben.

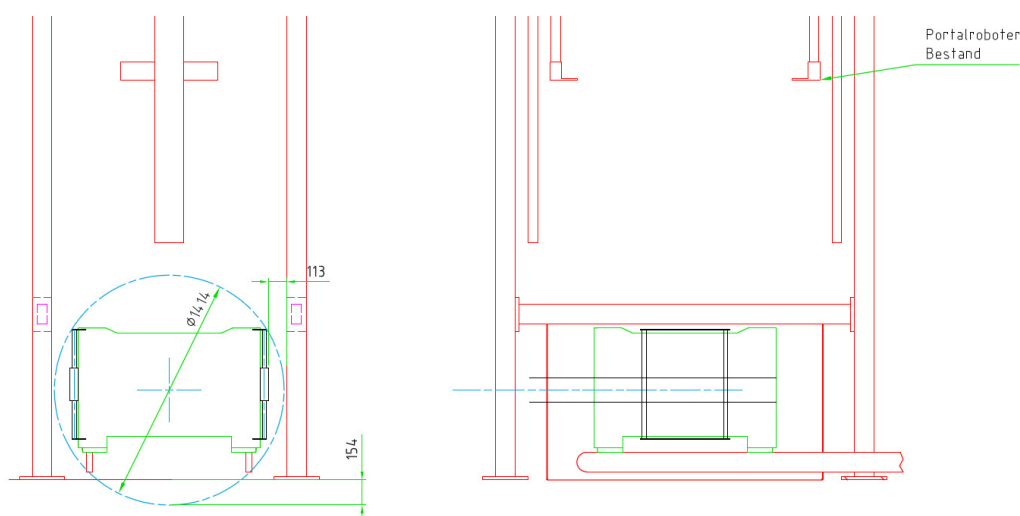


Abbildung 9: Mindest-Hubbewegung

Abbildung 9 zeigt das notwendige Hubmaß aus Abstand vom Boden zum Wendekreis (DM = 1.414mm).

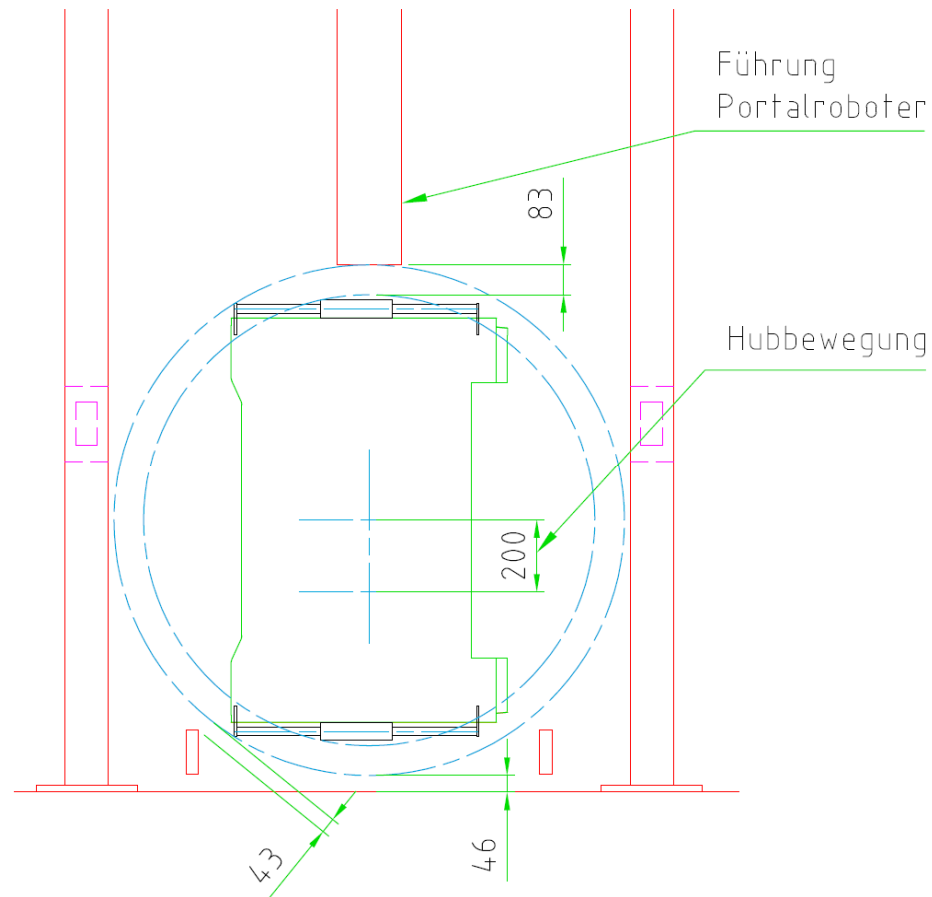
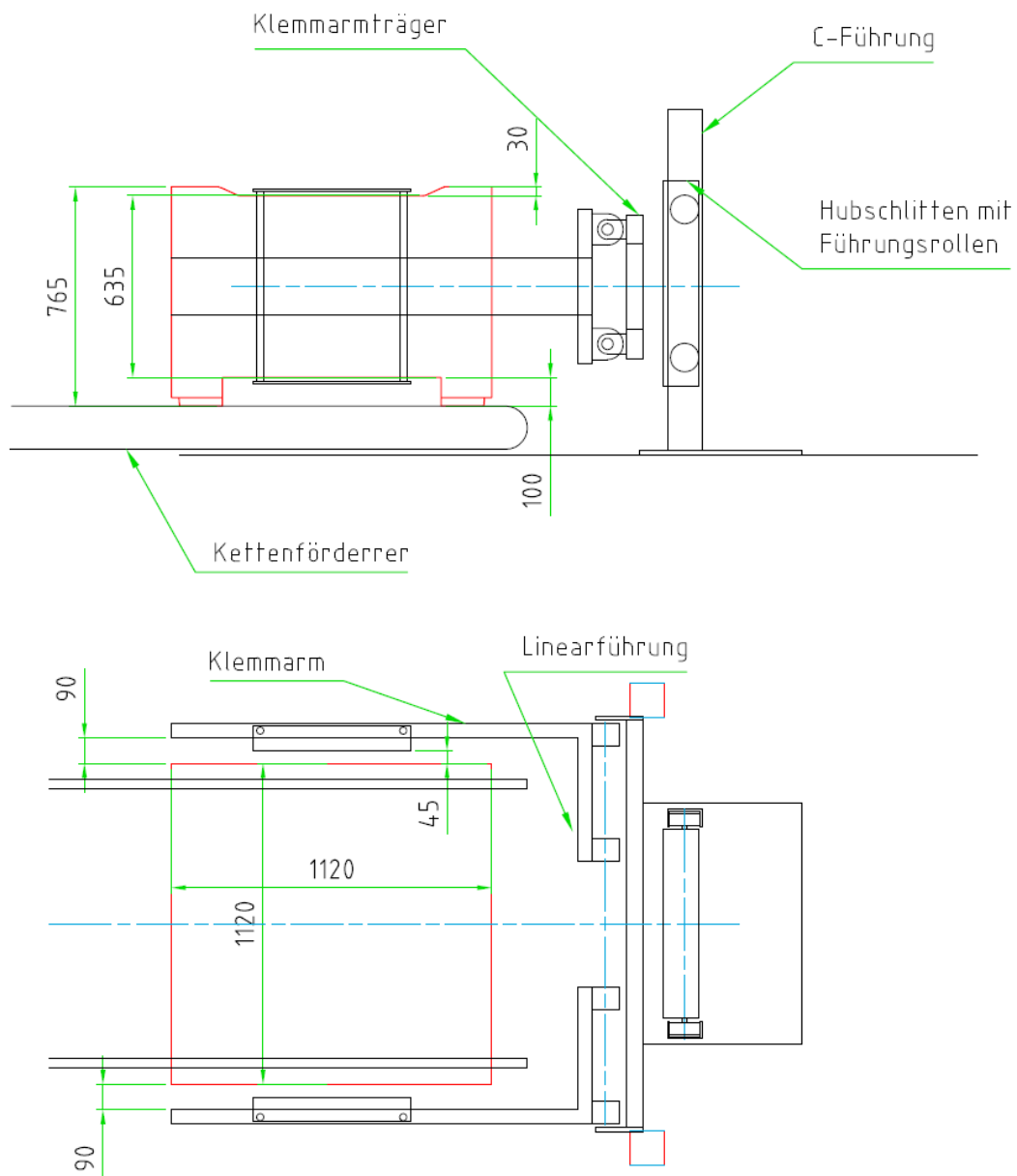


Abbildung 10: Gehoben und 90° gedreht

In Abbildung 10 sieht man die Kiste um 200 mm gehoben und um 90° gedreht. Die Abstände vom Boden, den Kettenförderern und von den senkrechten Führungen sind ausreichend. Damit ist der Hub mit 200 mm festgelegt.

Die Hubbewegung soll von einem Getriebemotor mit Ritzel entlang einer Zahnstange ausgeführt werden. Die Führung wird mit Rollen in einem C-Profil realisiert, da mit einer hohen Momenten-Belastung zu rechnen ist (siehe Abbildung 11).

**Abbildung 11: Hubführung**

3 Konstruktion und statische Auslegung

Bei der Konstruktion wurden zwei CAD-Programme von Autodesk nämlich „AutoCAD-Mechanical“ (Acad) und „INVENTOR“ verwendet. Acad wurde für Skizzen im 2-D-Bereich und statische Berechnungen verwendet. Die eigentliche Konstruktion wurde im 3-D Programm „INVENTOR“ erstellt.

3.1 Der Klemmarm

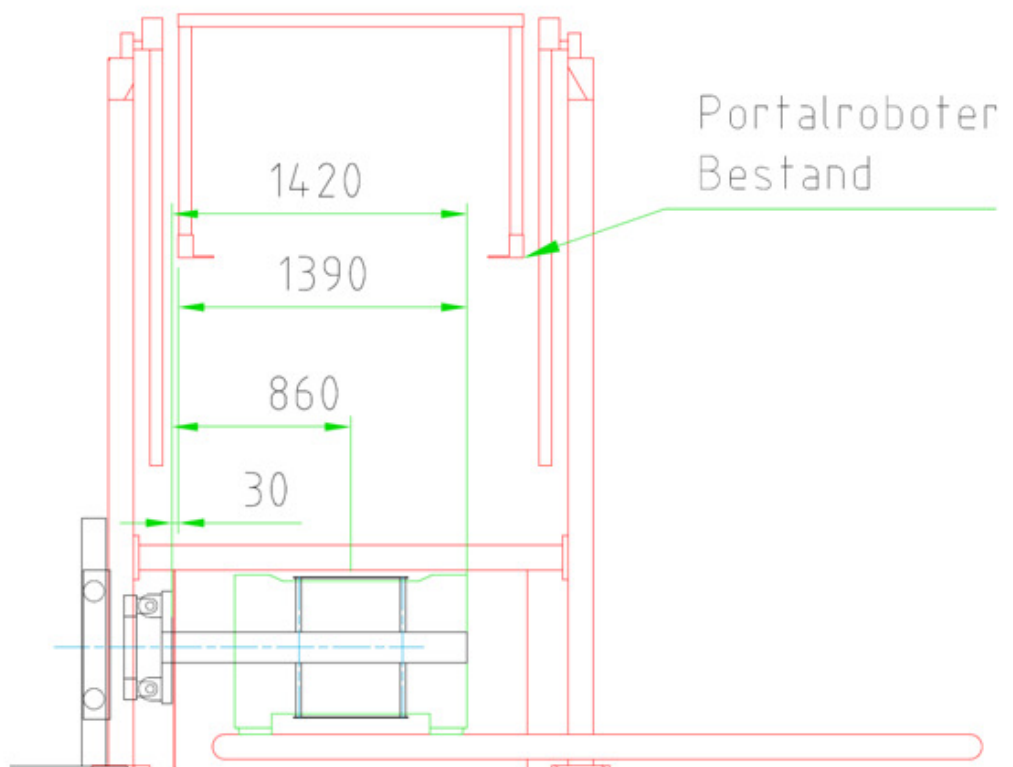


Abbildung 12: Skizze Klemmarmlänge

Durch die beengten Platzverhältnisse soll das Profil des Klemmarms schlank sein. Für die Kistenanschlüsse wurde schon eine in der Höhe einstellbare Variante gezeichnet. Damit diese gut geführt ist, wurde für das Hauptprofil ein Rechteckrohr

150/50 mit 3 mm Wandstärke aus Stahl S235 eingesetzt. Die Länge ergibt sich aus der Kistenlänge und dem Abstand den der Portalroboter benötigt. Wie in Abbildung 12 dargestellt mindestens 1.420 mm.

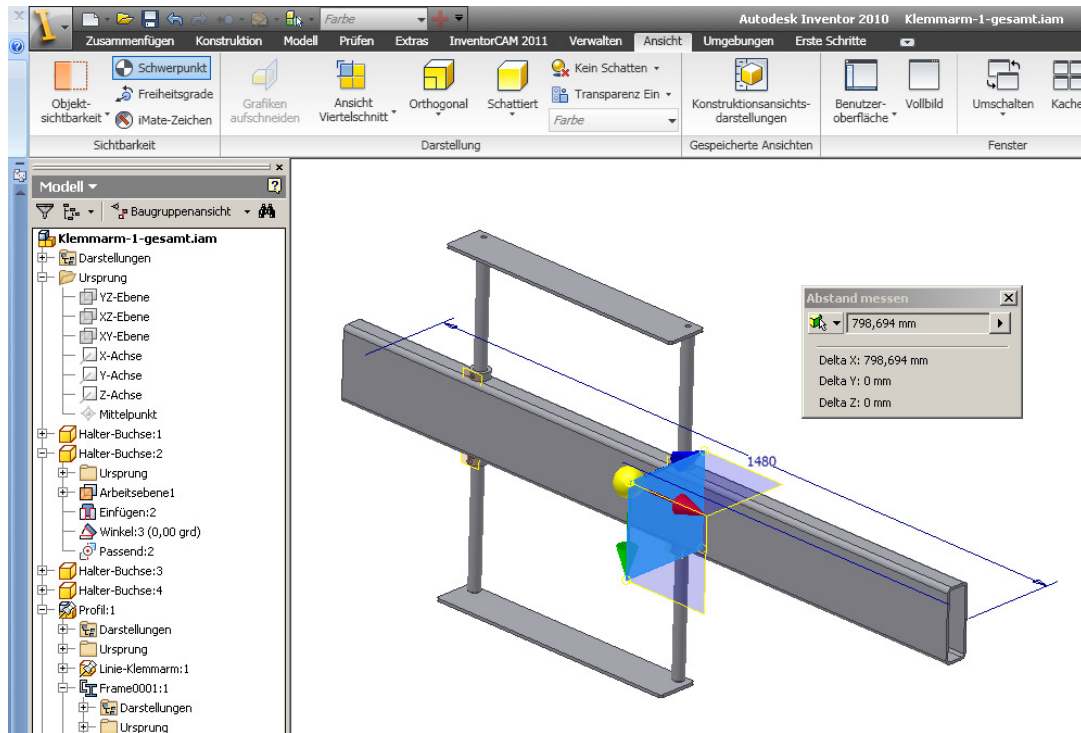


Abbildung 13: Bildschirmdruck Schwerpunkt

Aus dem Konstruktionsprogramm ergibt sich für den Klemmarm:

- die Länge,
- der Schwerpunktsabstand,
- die Fläche, Volumen, Dichte und einiges mehr.

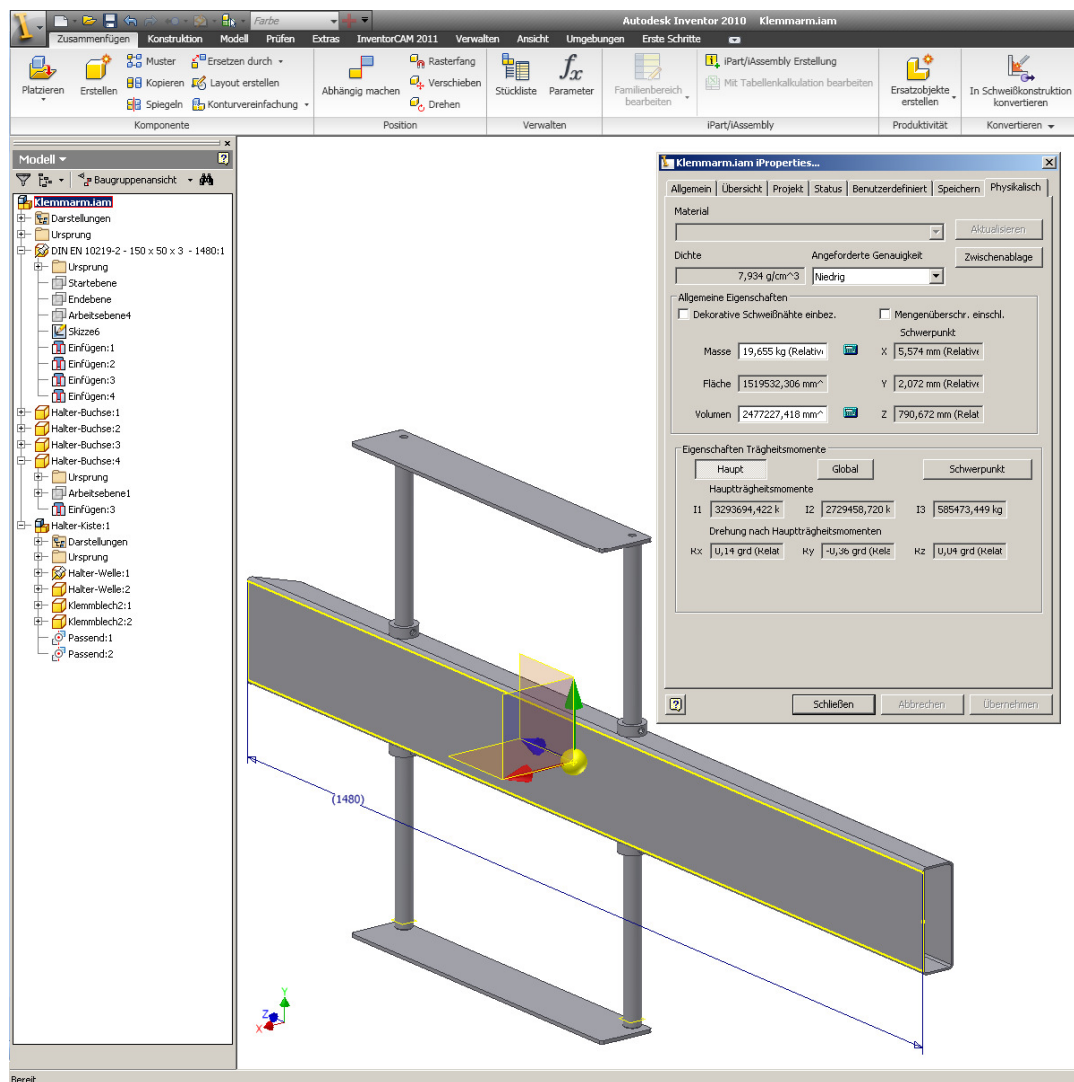


Abbildung 14: Bildschirmdruck Bauteileigenschaften

Wie in Abbildung 14 dargestellt beträgt die Gesamtmasse der Klemmarme 19,65 kg.

Die Gewichtskraft-Klemmarm: $F_{G \text{ Klem}} = m \cdot g \sim 200 \text{ N}$

Die Gewichtskraft-Kiste: $F_{G \text{ Kiste}} = 35 \text{ kg} \cdot g \sim 350 \text{ N}$

Die Belastungen um die Biegeachse x-x ergeben sich, aus der Gewichtskraft des Klemmarms mit dem Angriffspunkt im Schwerpunkt und der halben Gewichtskraft der Kiste 175 N mit dem Angriffspunkt in der Mitte des Anschlags.

Die statische Überprüfung wird mit dem Berechnungs-Feature vom Acad vorgenommen.

Die Vorgehensweise ist folgendermaßen:

1. Den zu berechnenden Profilquerschnitt soweit vorhanden aus Inhaltsbibliothek importieren oder wie hier zeichnen.
2. Das Trägheitsmoment um die Hauptachsen berechnen lassen (wird in einer Tabelle mit der Überschrift des Profilenames dargestellt).
3. Eine Linie mit der Länge des Profils zeichnen.
4. Den Befehl „Biegelinie“ aufrufen und durch klicken auf die Tabelle „Trägheitsmoment des Profils“ dem Träger die richtigen Trägheitsmomente zuordnen. Danach den Anfangs- und Endpunkt des Trägers anklicken, Auflager, Einzelkräfte, Flächenlast und so weiter einfügen. Material auswählen und die Biege- und Momenten-Linie anzeigen lassen.

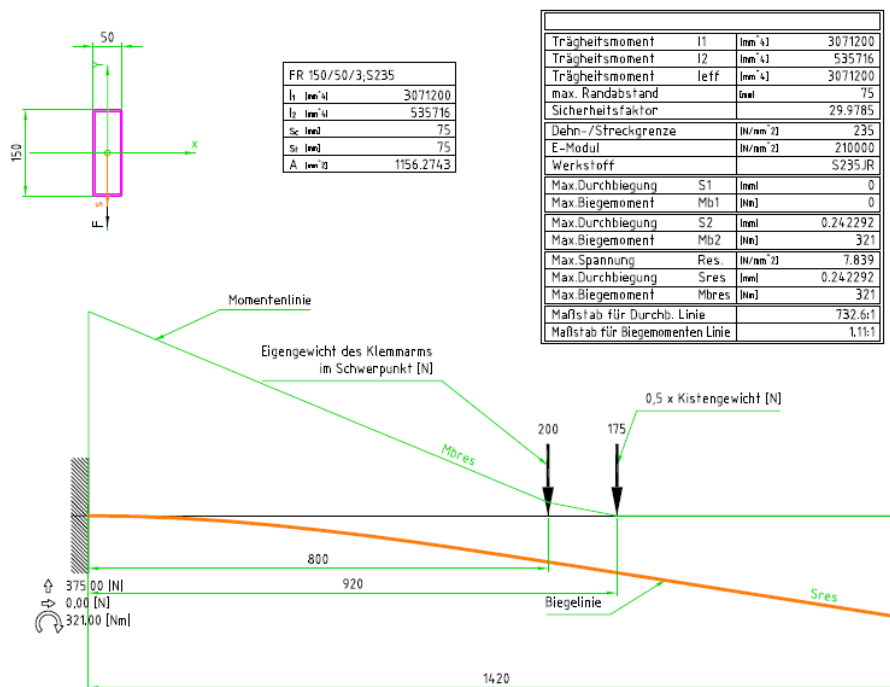


Abbildung 15: Berechnung um die X-X Achse

In der Ergebnistabelle in Abbildung 15 dargestellt werden die errechneten Werte angezeigt. Der Sicherheitsfaktor gegen die Dehn-Streckgrenze wird für Maschinenteile $\nu = 1,3 \dots 1,8$ (vergl.²) gewählt. Der errechnete Sicherheitsfaktor beträgt ~ 30 .

Für die Belastungen um die y – y Achse des Profils müsste in Ausgangszustand nur die Klemmkraft berücksichtigt werden. Bei der 90° Drehung kommt aber die gesamte Gewichtskraft des Armes und der Kiste dazu. Die Klemmkraft muss mindestens so groß sein wie die Gewichtskraft der Kiste, damit bei der Drehung die Kiste geklemmt bleibt. Der Angriffspunkt der Klemmkraft wird mit dem Angriffspunkt der Kisten-Gewichtskraft gleich gesetzt.

$$F_{Klemm} = F_{G \text{ Kiste}} + \text{Zuschlag } 100N$$

$$F_{Klemm} = 350N + 100N = 450N$$

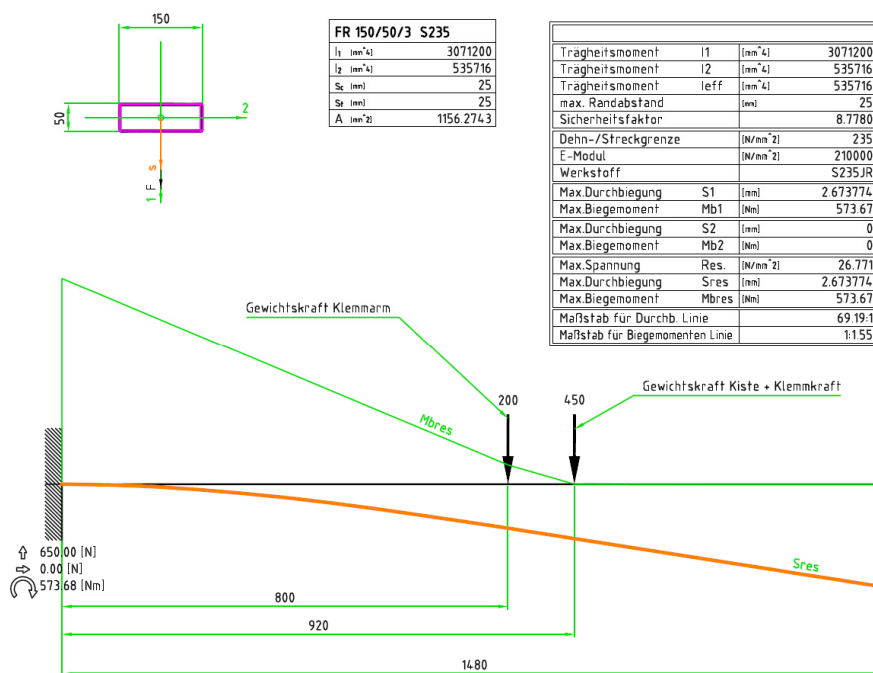


Abbildung 16: Berechnung um Y-Y Achse

² Roloff/ Matek: Maschinenelemente S 32

Die Berechnungen haben ergeben:

x-x Achse: Sicherheitsfaktor = 36,1; Maximale Durchbiegung 0,21 mm.

y-y Achse: Sicherheitsfaktor = 8,78; Maximale Durchbiegung 2,7 mm.

Wie schon vermutet, ist das Profil überdimensioniert. Unter Berücksichtigung der wirtschaftlichen Gründe wird dieses Profil trotzdem verwendet. Bei den Greifarmen des Portalroboters mussten Reibbeläge aus Gummi angebracht werden, damit die Kisten richtig fixiert bleiben. Sollte das auch bei den Klemmarmen notwendig werden, bieten die großen Seitenflächen des Profils Platz für entsprechend große Reibbeläge.

3.2 Linearführung der Klemmarme

Wie unter Punkt 2.3.1 beschrieben und in Abbildung 5 und 6 dargestellt, führt der Klemmarm eine Klemmbewegung durch. Die Bewegung wird pro Seite mit maximal 100 mm fixiert.

Als Linearführung für diese Bewegung werden, wie in Abbildung 17 dargestellt, Wellenlinearführungen eingesetzt. Da durch das Waschen der Kisten mit sehr viel Wasser und Schmutz zu rechnen ist, muss das Linearsystem korrosionsbeständig ausgeführt werden. Die Gleitlagergehäuse und die Wellenklemmböcke bestehen aus Aluminium. Die beidseitig abgedichteten Kunststoff-Gleitlager sind Wasser- und Schmutz beständig. Bleibt einzig die Welle aus Edelstahl einzusetzen und das stellt keinen großen finanziellen Mehraufwand dar.

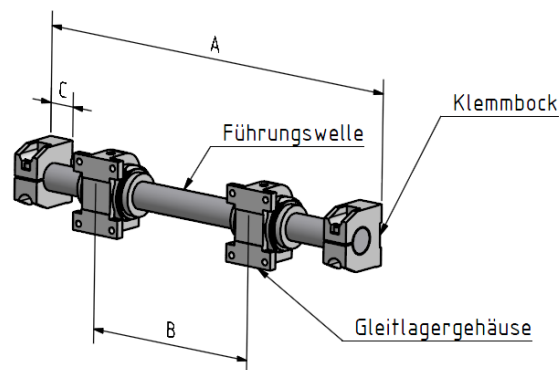


Abbildung 17: Wellen-Gleitlager-Führung

Die in Abbildung 17 dargestellten Komponenten wurden von der Website www.traceparts.com runtergeladen und in INVENTOR eingefügt. Viele namhafte Hersteller von Normteilen sogar ganzer Baugruppen stellen auf dieser Plattform ihre Produkte als 2D Zeichnungen und 3D CAD-Modelle zum Download zur Verfügung.

Um die in Abbildung 17 dargestellten Maße (A, B, C) zu erhalten, müssen die Platzverhältnisse und die Kinematik der Klemmbewegung untersucht werden. Mit diesen Maßen werden die Auflagerkräfte ermittelt und somit die Größe der Lager bestimmt.

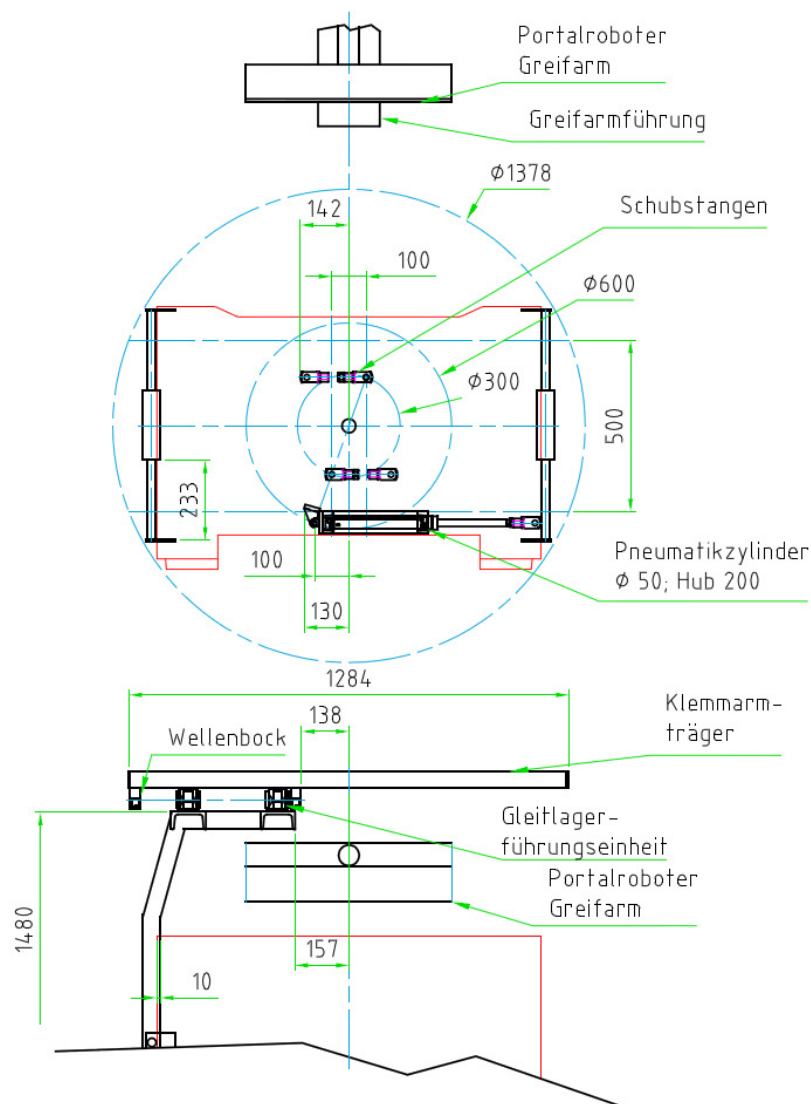


Abbildung 18: Skizze Platzverhältnisse

Im 2-D Bereich wurden in die Skizze mit dem Wendekreis wie in Abbildung 18 zu sehen, zwei Kreise (300 und 600 mm) eingefügt. Die Mittellinie wurde horizontal um 50 mm links und rechts versetzt (Klemmbewegung) und die Schubstangen aus Gabelköpfen 16/32 eingefügt. Die Obere für den linken Klemmarm und die untere für den rechten. Die Klemmarme sind mit ihrer maximalen Zu-Bewegung dargestellt, das heißt sie können sich bis auf 1.100 mm schließen (Kistenmaß 1.120 mm). Danach wurden die Gelenkspunkte der beiden Gabelköpfe über den Mittelpunkt mit einer Linie verbunden und diese Linie auf den zweiten Kreis verlängert. Auf diesem Schnittpunkt wurde der Pneumatik-Zylinder eingefügt. Der Pneumatik-Zylinder stammt ebenfalls von der Plattform „traceparts-online“ („FESTO-Katalogen“). Der dargestellte Zylinder hat einen Kolbendurchmesser von 50 mm und einen Hub von 200 mm. Der Hebel an welchem der Zylinder mit dem Gelenklager befestigt ist, sollte sich zwischen den inneren Wellenböcken bewegen. In der Skizze ist das Maß von 130 mm zu sehen. Gewählt wurde das Maß 138 mm (Mittellinie bis Anfang Wellenbock). Damit es mit dem Portalroboter keine Kollision gibt, ist in der Skizze auch in beiden Ansichten der Greifarm des Portalroboters dargestellt. Der Rahmen der die Führungswellen aufnehmen soll, wurde mit 1.284 x 500 mm festgelegt, damit er innerhalb des Wendkreises eine vernünftige Höhe hat und Platz für eine ausreichende Führungslänge bleibt. Mit diesen Maßen wird nun im 3-D Programm der Tragerahmen aus UNP-100 Profilen konstruiert. Die UNP-Profile sind in den Inhaltsbibliotheken des Programms integriert und können durch Eingabe der Länge in die Zeichnung eingefügt werden. Die Wellenlinearführung bestehend aus Klemmböcke und Gleitlagergehäuse-Einheit stammen wie schon vorher erwähnt von der Plattform „traceparts-online“ aus den „INA-FAG-Katalogen“ und werden nun in die Rahmenzeichnung eingefügt. Der Wellendurchmesser wurde vorerst mit 30 mm definiert. Da der Klemmarm sehr steif ausgeführt ist, verteilen sich die Kräfte gleichmäßig auf die Lager.

Die Aufnahmen für die Führungsgehäuse bestehen aus UNP-100, sie werden am Klemmarm angeschweißt. Die Gleitlagergehäuse können bei diesem Profil am Steg einfach angeschraubt werden. Die Gesamtmasse des Arms inklusive der 4 Stück Lagergehäuse beträgt jetzt 31 kg und so hat sich auch die Lage des Schwerpunkts verändert. Das Maß beträgt jetzt 595 mm von Achse Führungswelle.

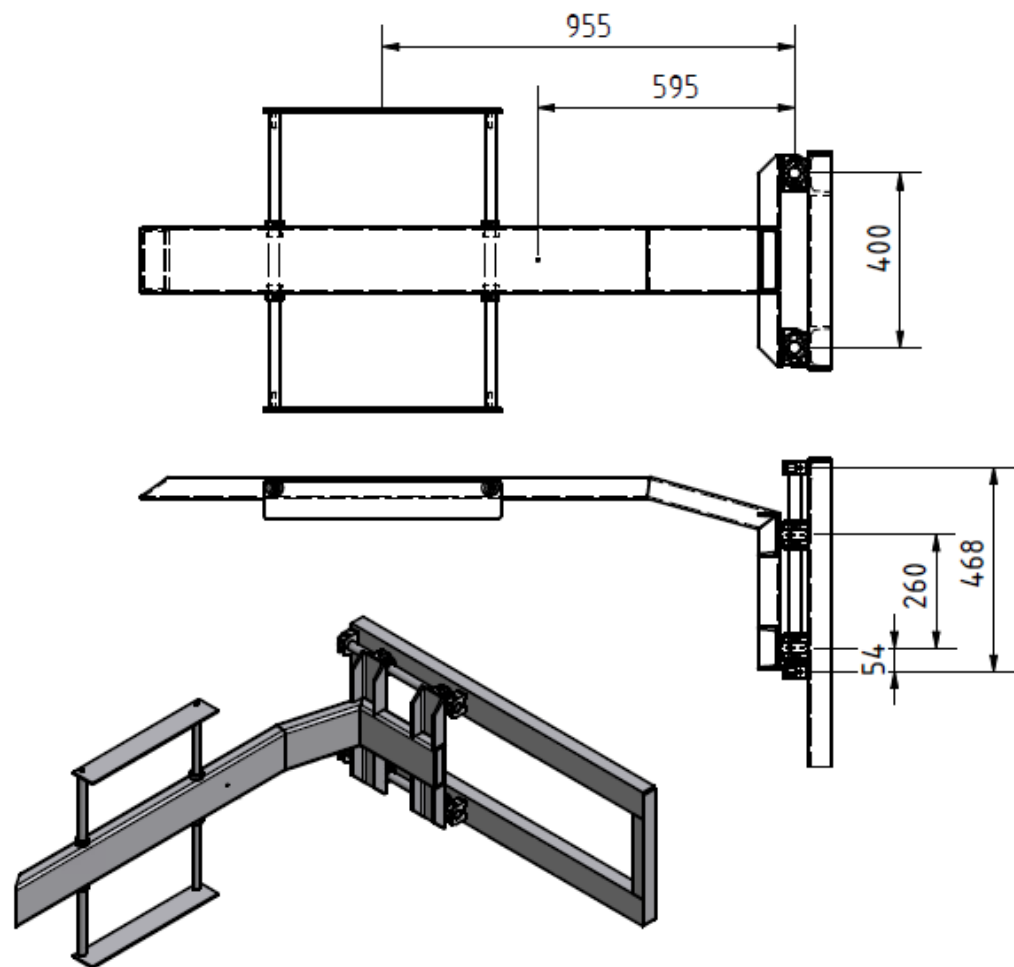
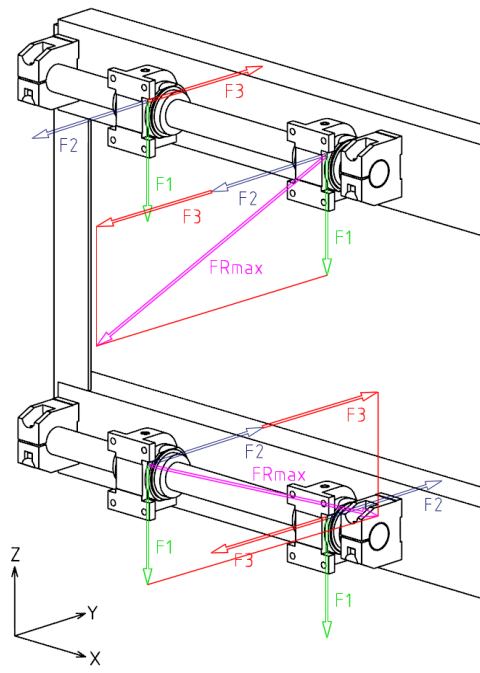


Abbildung 19: Klemmarm mit Linearführung und Tragerahmen

Um das vorausgewählte Linearlagersystem zu überprüfen, müssen die Lagerkräfte ermittelt werden. Die Lager werden durch das Eigengewicht der Klemmarme, dem Gewicht der Kiste und der Klemmkraft belastet. Da sich der Tragerahmen um 180° dreht, müssen die Lagerkräfte in der horizontalen und der senkrechte Lage berechnet werden. Aus diesen Berechnungen erhält man die maximale Lagerbelastung

Gehoben und geklemmt**Abbildung 20: Lagerkräfte in horizontaler Position**

F1 ist die Gewichtskraft des Klemmarms auf 4 Lager aufgeteilt plus die Gewichtskraft der Kiste auf 8 Lager aufgeteilt.

$$|F1| = \frac{m_a \cdot g}{4} + \frac{m_k \cdot g}{8} \quad m_a \dots \dots \dots \text{Masse Klemmarm}$$

$$|F1| = \frac{31\text{kg} \cdot 9,81\text{m}}{4\text{s}^2} + \frac{350\text{N}}{8} \quad m_k \dots \dots \dots \text{Masse der Kiste}$$

$$|F1| = 119,8\text{ N}$$

F2 ist Auflagerreaktion aus der Gewichtskraft des Klemmarms auf 2 Lager aufgeteilt plus die halbe Gewichtskraft der Kiste auf 2 Lager aufgeteilt.

$$F2 \cdot 400\text{ mm} = \frac{F_A \cdot 595\text{ mm}}{2} + \frac{F_K \cdot 955\text{ mm}}{4} \quad \text{Längenmaße aus Abbildung 19}$$

$$F2 \cdot 400\text{ mm} = \frac{304,1\text{N} \cdot 595\text{ mm}}{2} + \frac{350\text{N} \cdot 955\text{ mm}}{4} \quad F_A \dots \dots \dots \text{Gewichtskraft Klemmarm}$$

$$|F2| = \frac{174035,23\text{ Nmm}}{400\text{mm}} \quad F_K \dots \dots \dots \text{Gewichtskraft Kiste}$$

$$|F_2| = 435,1 \text{ N}$$

F_3 ist die Auflagerreaktion auf die Klemmkraft.

$$|F_3| = \frac{F_{kl} \cdot 955 \text{ mm}}{2 \cdot 260 \text{ mm}}$$

F_{kl} Klemmkraft 450 N

$$|F_3| = \frac{450 \text{ N} \cdot 955 \text{ mm}}{2 \cdot 260 \text{ mm}}$$

Längenmaße aus Abbildung 18

$$|F_3| = 826,4 \text{ N}$$

F_{Rmax} ist die Resultierende aus den Auflagerkräften F_1 , F_2 und F_3 .

$$F_{Rmax} = \sqrt{(F_2 + F_3)^2 + F_1^2}$$

F_{Rmax} maximale Radialkraft

$$F_{Rmax} = \sqrt{(435,1 + 826,4)^2 + 154,2^2}$$

$$|F_{Rmax}| = 1.270,9 \text{ N}$$

In dieser Position tritt die maximale Lagerkraft F_{Rmax} am oberen Rechten Lager und am unteren linken Lager mit auf. Der Betrag der Kraft ist an beiden Stellen gleich groß.

Gehoben, geklemmt und 90° gedreht:

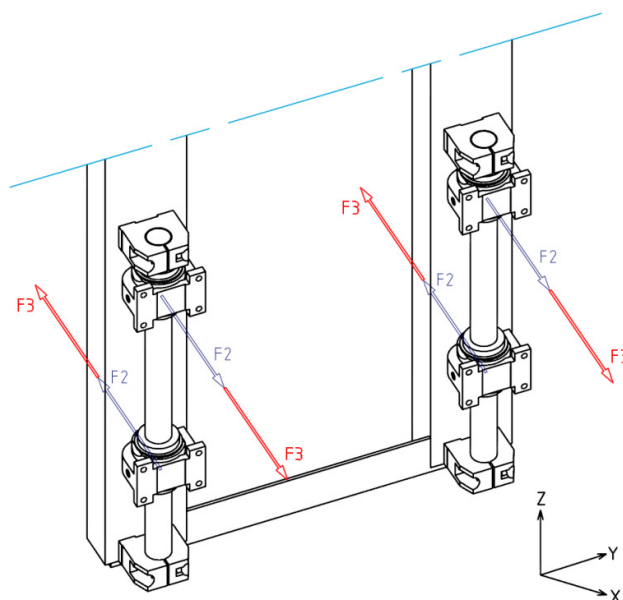


Abbildung 21: Lagerkräfte in senkrechter Position

F2 ist Auflagerreaktion aus der Gewichtskraft des Klemmarms auf 2 Lager aufgeteilt plus die Gewichtskraft der Kiste auf 2 Lager aufgeteilt.

$$F2 * 260 \text{ mm} = \frac{F_A * 595 \text{ mm}}{2} + \frac{F_K * 955 \text{ mm}}{2}$$

$$F2 * 260 \text{ mm} = \frac{304,1 \text{ N} * 595 \text{ mm}}{2} + \frac{350 \text{ N} * 955 \text{ mm}}{2}$$

$$|F2| = \frac{90469,8 \text{ Nmm} + 167125 \text{ N mm}}{260 \text{ mm}}$$

$$|F2| = 990,7 \text{ N}$$

F3 ist die Auflagerreaktion auf die Klemmkraft auf 2 Lager aufgeteilt, aber in diesem Fall muss von der Klemmkraft die Kistengewichtskraft abgezogen werden.

$$|F3| = \frac{(F_{kl} - F_K) * 955 \text{ mm}}{2 * 260 \text{ mm}}$$

F_{kl} Klemmkraft 450 N

$$|F3| = \frac{(450 \text{ N} - 350 \text{ N}) * 955 \text{ mm}}{2 * 260 \text{ mm}}$$

Längenmaße aus Abbildung 16

$$|F3| = 183,7 \text{ N}$$

Somit ergibt sich für diesen Fall eine maximale Radialkraft

$$|FR_{max}| = F2 + F3$$

$$|FR_{max}| = 990,7 \text{ N} + 183,7 \text{ N}$$

$$|FR_{max}| = 1.174,3 \text{ N}$$

Mit $FR_{max} = 1.270,9 \text{ N}$ aus dem Fall „gehoben und geklemmt“ wird nun die Lagergröße bestimmt.

Für das ausgewählte Linear-Gleitlager von Hersteller INA-FAG PAB30-PP-AS wurde von der Homepage des Herstellers das Datenblatt für dieses Lager heruntergeladen. Daraus ist die statische Tragzahl $C_0 = 375.000 \text{ N}$ zu entnehmen, aber es gibt auch den Zusatz, „Die statischen Tragzahlen haben beim Einbau der Lager in Gehäuse keine Gültigkeit“. Daher wurde beim Hersteller nachgefragt, welche Tragzahlen für diese Linear-Gleitlagereinheit gültig sind. Laut Hersteller sollten im Hinblick auf einen „sicheren“ Betrieb die Belastungsgrenzen der vergleichbaren Linear-Kugellager-Einheiten eingehalten werden. In diesem Fall wäre das die Type KGBA30-PP-AS. Aus diesem Datenblatt wurden folgende Werte entnommen:

C 3.600 N dynamische Tragzahl

C_0 2.850 N statische Tragzahl

Aus „Technische Grundlagen Wellenführungen Tragfähigkeit und Lebensdauer“ des Herstellers³ kommen folgende Formeln:

Nominelle Lebensdauer: „Die nominelle Lebensdauer L wird von 90% einer genügend großen Menge gleicher Lager erreicht oder überschritten, bevor erste Anzeichen einer Werkstoffermüdung auftreten.“

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad L \text{ Nominelle Lebensdauer in } 10^5 \text{ m}$$

$$L_h = \frac{833}{H \cdot n_{osc}} \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad L_h \text{ nominelle Lebensdauer in Stunden (h)}$$

C dynamische Tragzahl in N

P dynamisch äquivalente Belastung in N

H einfacher Hub in Meter m

n_{osc} Doppelhübe je Minute min^{-1}

Beim Einsatz von Gleitlager muss weder ein Lastrichtungsfaktor noch ein Lastfaktor für die Schiefstellung der Welle berücksichtigt werden. Somit ergibt sich:

$$F_{Rmax} = 1.270,9 \text{ N} = P$$

$$L = \left(\frac{3600}{1270,9}\right)^3$$

$$L = 22,7 \cdot 10^5 \text{ m}$$

Mit dieser Lebensdauer können bei einem Hub von 0,1 m ca. $2,3 \cdot 10^6$ Kisten gewaschen werden.

$$L_h = \frac{833}{0,1 \cdot 0,5} \left(\frac{3600}{1270,9}\right)^3$$

$$L_h = 378.659 \text{ h}$$

³ http://medias.ina.de/medias/de!hp.tg.cat/tg_wf*ST4_307653387/ 24.12.12

Daraus sieht man, dass bei diesem kurzen und langsamen Hub nicht die Lebensdauer sondern die statische Tragsicherheit relevant ist.

Statische Tragsicherheit: „Die statische Tragsicherheit S_0 gibt die Sicherheit gegen unzulässige bleibende Verformung im Lager an und wird durch folgende Gleichung ermittelt.“

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0}$$

C_0statische Tragzahl in N

P_0statisch äquivalente Belastung in N

Wie vorher ergibt sich:

$$F_{Rmax} = 1.270,9 \text{ N} = P_0$$

$$S_0 = \frac{2850 \text{ N}}{1270,9 \text{ N}}$$

$$S_0 = 2,24$$

„Hinsichtlich der Führungsgenauigkeit und Laufruhe wird $S_0 \geq 2$ als zulässig angesehen.“

Somit ist nachgewiesen, dass die ausgewählten Lager ausreichend bemessen sind.

Die Führungswelle der Linearführung wird hinsichtlich vorhandener Spannung und Durchbiegung mit Acad überprüft. Der Querschnitt der Führungswelle wird gezeichnet und das Programm errechnet das Widerstandsmoment. Die Wellenlänge wird als Linie mit der tatsächlichen Länge 468 mm (Auflagermittelpunkt bis Auflagermittelpunkt) gezeichnet. Danach werden die Auflager und die Last eingefügt. Das Programm gibt die Biegemomentenlinie und die Durchbiegeline im angegebenen Maßstab aus. In der Ergebnistabelle sind nun alle berechneten Werte ersichtlich.

In Abbildung 20 wirken Kräfte in Z- und Y-Richtung auf die Welle. Aus diesem Grund wird die Welle in beiden Richtungen berechnet

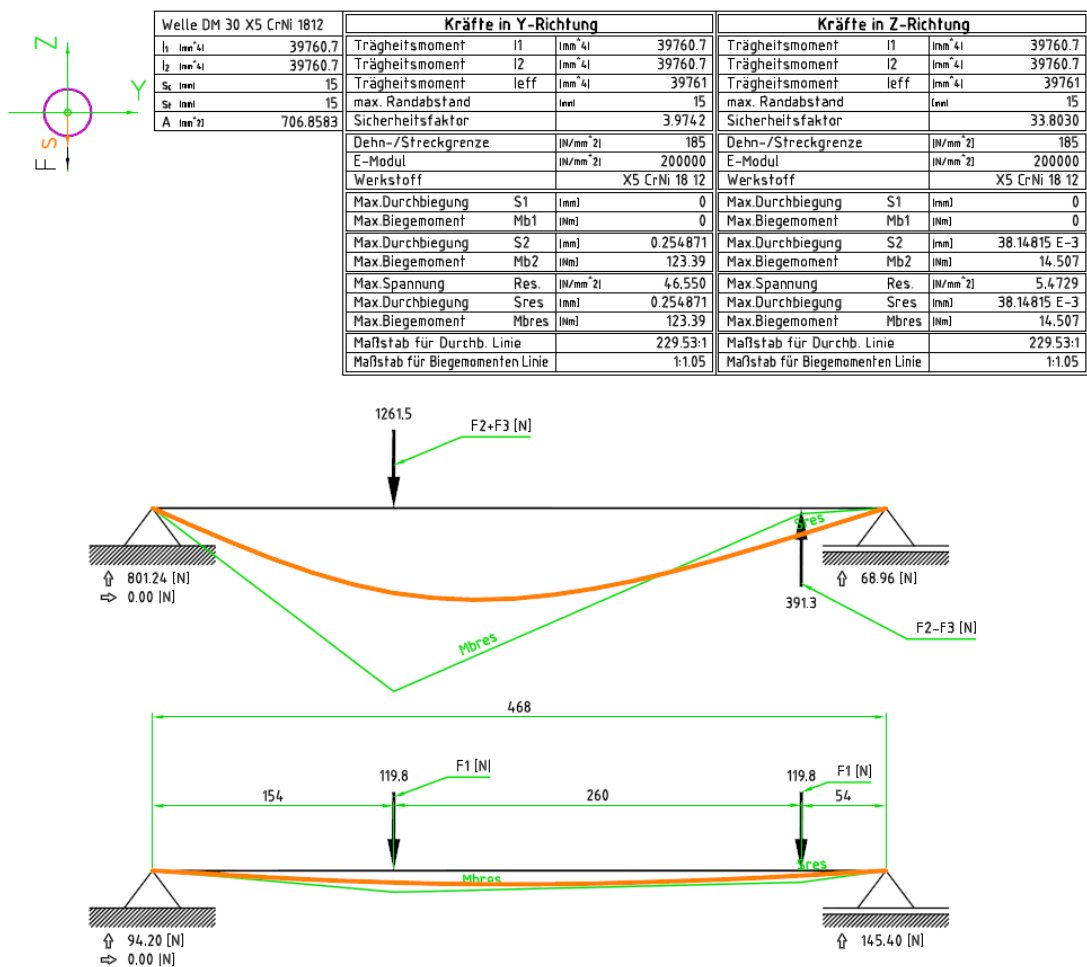


Abbildung 22: Berechnung Linearführungswelle Position 1

Mit der Formel für die resultierende Biegespannung errechnet sich für die Gesamtspannung für die Welle:

$$\sigma_R = \sqrt{46,55^2 + 5,47^2}$$

$$\sigma_R = 46,8 \text{ N/mm}^2$$

Da der Sicherheitsfaktor gegen die Dehn-Streckgrenze bei 3,95 liegt und die Durchbiegung nur 0,25 mm beträgt, ist der Nachweis für die Standfestigkeit des gewählten Linearführungs-Systems erbracht. Im der senkrechten Position ergaben sich kleinere Belastungen.

Die Wellenböcke werden mit je zwei Schrauben M8 mit der Festigkeitsklasse 8.8 und die Lagergehäuse mit je vier M6 Schrauben der Festigkeitsklasse 8.8 befestigt. Mit einem Blick auf die Tabelle⁴ „Betriebskraft pro Schraube“ erübrigt die Berechnung der Schrauben.

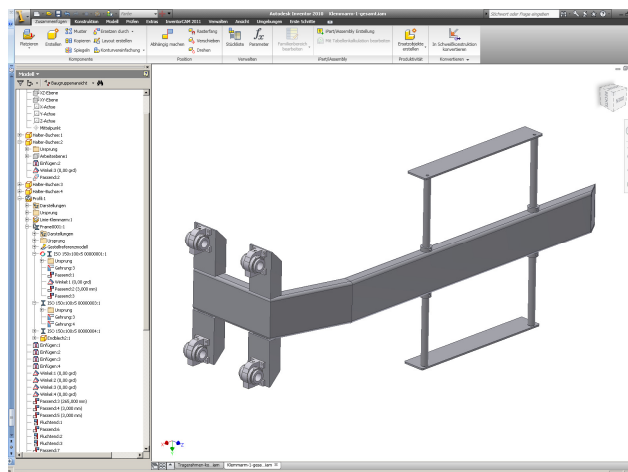
Tabelle 14.2: Überschlägliche Dimensionierung von Schraubenverbindungen [TFS]

Betriebskraft pro Schraube

statisch in Achsrichtung F_A (in N)	dynamisch in Achsrichtung F_A (in N)	statisch und/oder dynamisch senkrecht zur Achsrichtung F_Q (in N)	Vorspann- kraft ¹⁾ F_v (in N)	Nenndurch- messer ¹⁾ (in mm) Festigkeitsklasse		
				8.8	10.9	12.9
1 600	1 000	320	2 500	4	—	—
2 500	1 600	500	4 000	5	4	4
4 000	2 500	800	6 300	6	5	5
6 300	4 000	1 250	10 000	7 ²⁾	6	5
10 000	6 300	2 000	16 000	8	7 ²⁾	7 ²⁾

Abbildung 23: Tabellen-Auszug Betriebskraft pro Schraube

Da die Aufnahmen für die Linear-Gleitlager-Gehäuse konstruktionsbedingt mit UNP- 100 relativ massiv sind, wird auf deren Berechnung verzichtet. Damit sind der Klemmarm und die Linearführung konstruktiv und rechnerisch festgelegt.

**Abbildung 24: Bildschirmdruck vom fertigen Klemmarm**

⁴ Taschenbuch der Maschinenelemente, Rieg, Kaczmarek, 2006; S 260

3.3 Klemmarmträger und Drehverbindung

Der Klemmarm-Träger wurde im vorigen Kapitel schon mit den maximalen Außenmaßen von 1.248 x 500 mm festgelegt. Die Hauptprofile wurden mit UNP-100 Stahlprofilen fixiert. Der Rahmen wird im 3-D Programm konstruiert. Aus der Inhaltsbibliothek werden zwei UNP-100 Profile mit der entsprechenden Länge eingefügt. Den seitlichen Abschluss bilden zwei Winkelprofile. Diese Winkel werden ausgeklinkt und an den UNP-Profilen angeschweißt. Nun wird eine neue Baugruppe erstellt und der Rahmen eingefügt. Auch die Wellenklemmböcke mit den Führungswellen werden eingefügt und mit den vorher skizzierten Maßen am Rahmen fixiert. Wie in Kapitel 2.3.2 beschrieben wird als Lager für die Drehbewegung eine Drehverbindung eingesetzt. Aus „Traceparts-online“ wird eine Drehverbindung vom Hersteller INA-FAG ausgewählt. Gewählt wird der Typ „Vierpunktlager VLI20, Leichte Reihe20, innenverzahnt, beidseitig Lippendichtung“. Bei der Größenauswahl wird mit VLI200414-N (siehe Anlagen A-I) die Kleinste gewählt. Die Drehverbindung wird zum Größenvergleich in die neue Baugruppe eingefügt.

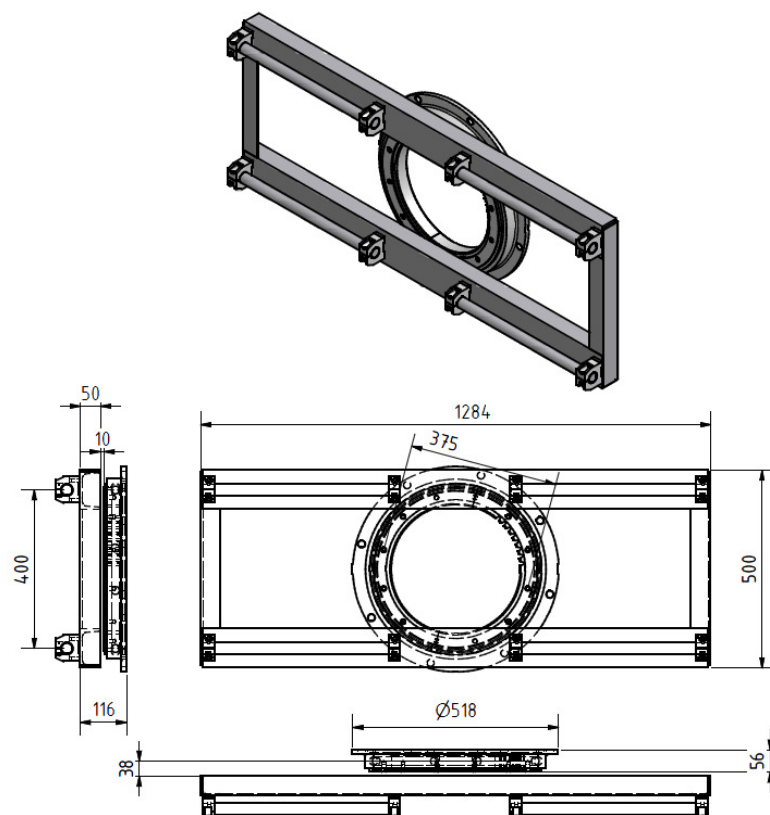


Abbildung 25: Tragerahmen mit Drehverbindung

Wie in Abbildung 25 zu sehen, würde die Drehverbindung von der Größe gut passen. Auf der Homepage des Herstellers ist auch ein Berechnungsprogramm für die Drehverbindungen zu finden. Um die vorhandenen Belastungen der Drehverbindung zu ermitteln, werden nun die Klemmarme und die Kiste dem Tragerahmen hinzu gefügt. Damit erhält man das Gesamtgewicht und die Lage des Schwerpunktes.

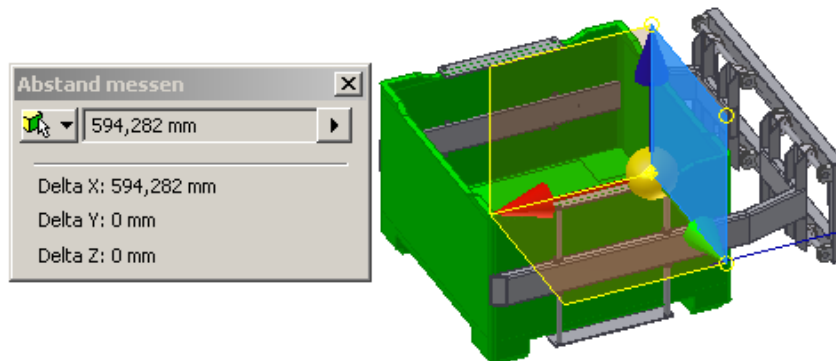


Abbildung 26: Bildschirmdruck Lage des Schwerpunktes

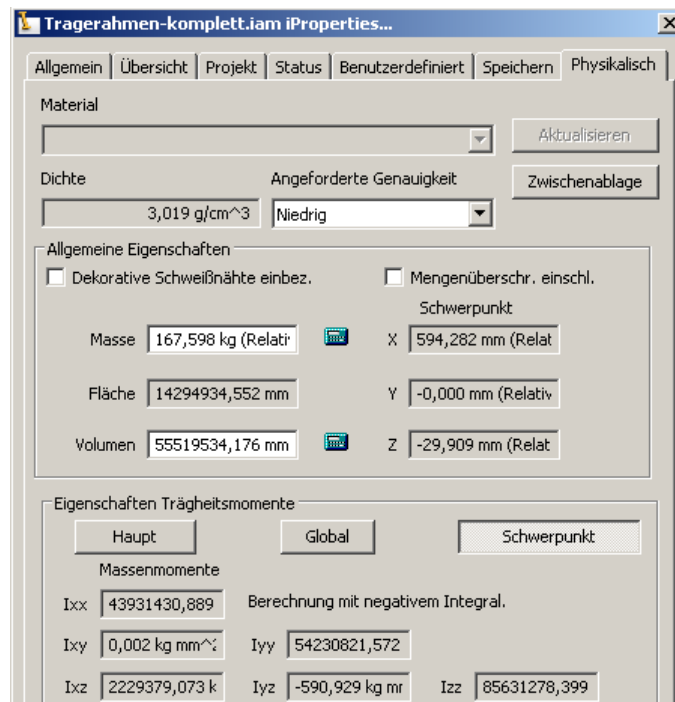


Abbildung 27: Bildschirmdruck Eigenschaften des Tragerahmens

Mit dem in der Abbildung 26 gemessenen Schwerpunkts-Abstand von 594 mm und den Abstand hintere Rahmenfläche bis Mitte-Drehverbindung in Abbildung 25 von 38 mm und dem in Abbildung 27 abzulesender Gesamtmasse von 168 kg kann das Kippmoment für das Lager errechnet werden. Bei der Gesamtmasse werden rund 200 kg eingesetzt, da noch diverse Anbauteile wie Pneumatik-Zylinder, Klemmhebel, Lageraufnahmeplatte und noch einiges mehr dazukommen.

$$M_{KIPP} = F * l$$

$$M_{KIPP} = 200kg * g * (0,594 m + 0,038 m)$$

$$M_{KIPP} = 1140 Nm$$

Auf der Homepage des Herstellers⁵ kommt man nach der Lagerauswahl unter anderem auch zu dem Berechnungsprogramm für die Drehverbindung.

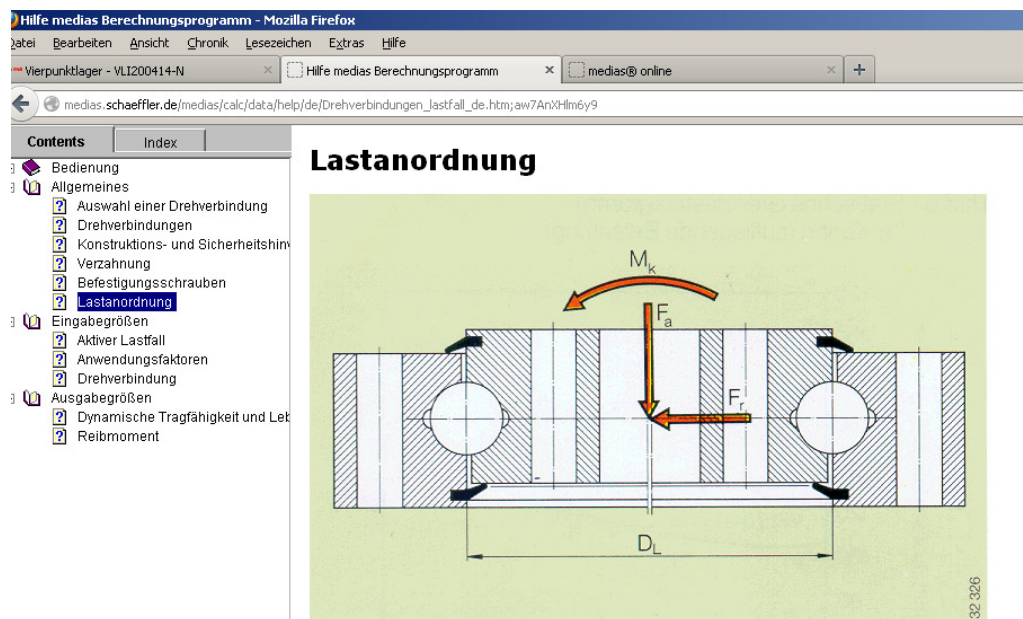


Abbildung 28: Bildschirmdruck Lastanordnung-Drehverbindung (Schäffler)

⁵ http://medias.schaeffler.de/medias/de!hp.ec/1_R*0*C000000002*38;aw7AnXHlm6y9#VLI20

Die Eingaben und die Ergebnisse siehe Anlage A-III und A-IV.

Die einzelnen Eingaben unter Lastfall1 bedeuten:

F_x ...Axialkraft auf das Lager (keine, wurden aber 500N eingesetzt)

F_y ...Radialkraft (in diesem Fall Gewichtskraft + je nach Anordnung des Antriebs die Radialkraft aus dem Antriebsmoment $F_y = F_G 2000N + F_r$ geschätzt 500N= 2500N)

M_x ...Antriebsmoment (200 Nm geschätzt)

M_y ...Kippmoment (1140Nm)

Die wichtigsten Ergebnisse sind:

$S_o = 12,3$ Statische Tragsicherheit der Laufbahn sollte >2 sein

$M_{r_{max}} = 55 Nm$ maximale Reibmoment durch die Belastung, sollte bei der Antriebsberechnung verdoppelt werden.

Damit ist die Drehverbindung mehr als ausreichend dimensioniert.

Nach einer Preisanfrage beim Hersteller (€ 1.450,00) wurde diese Variante aus Kostengründen fast ausgeschieden. Durch eine Internet-Recherche wurde ein deutscher Lieferant gefunden der eine Drehverbindung mit identischen Abmaßen um € 500,00 liefern kann. Sollte diese Drehverbindung qualitativ auch nur halb so gut sein ist sie immer noch ausreichend dimensioniert. Deshalb wird diese Variante mit der günstigen Drehverbindung (siehe Anlage A-IV) realisiert.

Nun muss die Drehverbindung mit dem Innenring am Tragerahmen befestigt werden. Dazu wird ein Stahlblech mit 12 mm Stärke und zwei seitlichen Aufkantungen zur Verstärkung des Rahmens erstellt. Da das Blech am Rahmen angeschweißt wird, bleibt das Blech nicht eben. Durch die Wahl eines 12 mm Bleches bleiben zirka 1-2 mm zum Planfräsen, damit die Drehverbindung plan aufliegt. Das Blech wird am Rahmen mittig platziert und die zwölf Durchgangsbohrungen für die Innenringbefestigung eingezeichnet. Die zwei obersten und untersten Bohrungen sind durch die UNP-Profile des Rahmens verdeckt. Daher müssen in die UNP-

Profile Durchgangsbohrungen eingebracht werden, damit die Schrauben platziert und festgezogen werden können.

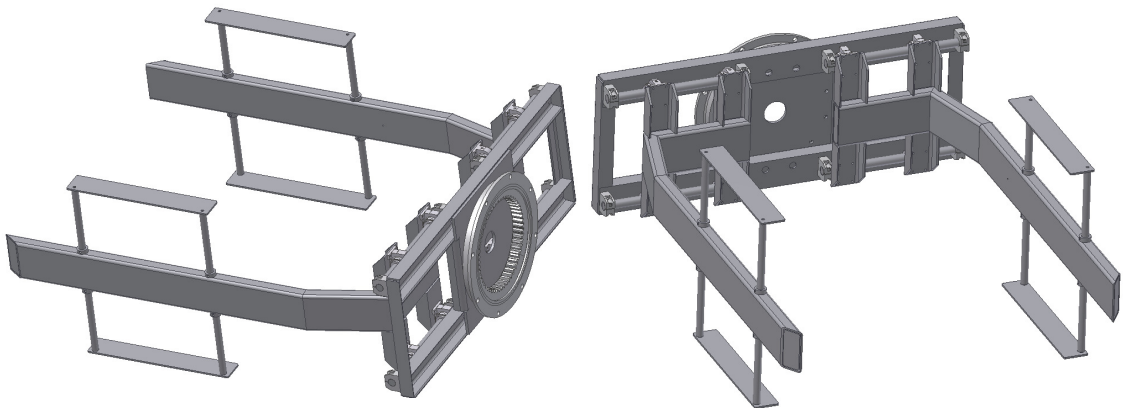


Abbildung 29: Ansichten der Konstruktion

Die Abbildung 29 zeigt den Klemmarmträger mit der Drehverbindung, den Linearführungen und den Klemmarmen.

3.4 Klemmhebel, Zugstangen und Pneumatikzylinder

Wie unter Punkt 2.3.1 beschrieben und in Abbildung 6 skizziert wird die Klemmbewegung über einen drehbar gelagerten Klemmhebel ausgeführt. Durch Zug-Schubstangen sind die Klemmarme mit dem Klemmhebel verbunden. Der Klemmhebel wird durch einen Pneumatik-Zylinder betätigt. In Abbildung 12 wurden die Zug-Schubstangen und der Zylinder schon skizziert.

Die Klemmkraft wurde mit 450 N fixiert. Das sind zweimal 225 N mit einem Hebel von je 150mm. Da der Zylinder einen Hebel von 300 mm hat, ist die erforderliche Druckkraft des Zylinders ebenfalls 225 N. Da noch Reibung in den Gelenken und

Linearführung überwunden werden muss, soll der Zylinder eine Mindestzugkraft von 350 N besitzen. Im STASTO-Online-Katalog⁶ wird der kleinste Profilmagnetzylinder (siehe Anlage XI) mit einem Kolbendurchmesser von 32 mm und einer Druckkraft von 482 N bei 6 bar ausgewählt. Dadurch sind noch Reserven für eine eventuell größer benötigte Klemmkraft vorhanden. Es kann aber durch zu hoch eingestellten Luftdruck zu keinen Beschädigungen an der Vorrichtung kommen.

Der Zylinder mit Zubehör aus Traceparts-online wird in die Zeichnung eingefügt. Da der Zylinder einen Gabelkopf M10 besitzt, werden auch die Zug-Druckstangen mit M10 Gabelköpfen konstruiert.

Nun wird der Klemmhebel konstruiert. Er soll im Drehpunkt eine Bohrung zur Aufnahme des Drehbolzens haben. Am langen Ende soll er eine Flanschplatte zur Aufnahme des Zylindergelenkstückes besitzen. Die Luftleitungen für den Zylinder werden durch das Drehgelenk des Zylinderhebels geführt. Damit diese Luftleitungen die 200 mm Hub nicht mitmachen müssen, wird der Zylinder mit dem Zylinderboden am Klemmhebel montiert. Damit die zwei Luftleitungen mit einem Durchmesser von 6 mm und die zwei Kabel für die Positionsschalter durch den Drehpunkt geführt werden können, muss der Drehbolzen eine Bohrung mit einem Durchmesser von 30 mm besitzen. Die Bohrungen zur Aufnahme der Gabelkopfbolzen sollen einen Durchmesser von 12 mm haben, damit eine wartungsfreie Kunststoffbuchse mit Stahlrücken eingepresst werden kann. Die „Augen“ für die Aufnahme der Gabelköpfe müssen so ausgebildet sein, dass sich die Gabelköpfe über die gesamte Drehbewegung frei drehen können.

Der Klemmhebel wurde im 3-D Programm modelliert. Dieser wurde danach ins 2-D Programm als Kontur exportiert, denn im 2-D Programm gibt es eine einfache FEM-Berechnung. Man kann hier nur Punkt- und Flächenlasten, sowie Punkt- und Flächenauflager (Los- und Festlager) einfügen, daher ist die Berechnung an diesen Punkten vorsichtig zu betrachten. Dem Klemmhebel wurde im Drehpunkt ein

⁶ https://ecom2.stasto.com/oc/oc_hierarchy/index.asp?prodid=5-4&blid=5413¶m=1-1-1-0-OE

Loslager und im Zylinder-Angriffspunkt ein Festlager eingefügt. In den Bohrungen für die Zug-Druckstangen wurde je die maximale Zugkraft von 500 N eingefügt.

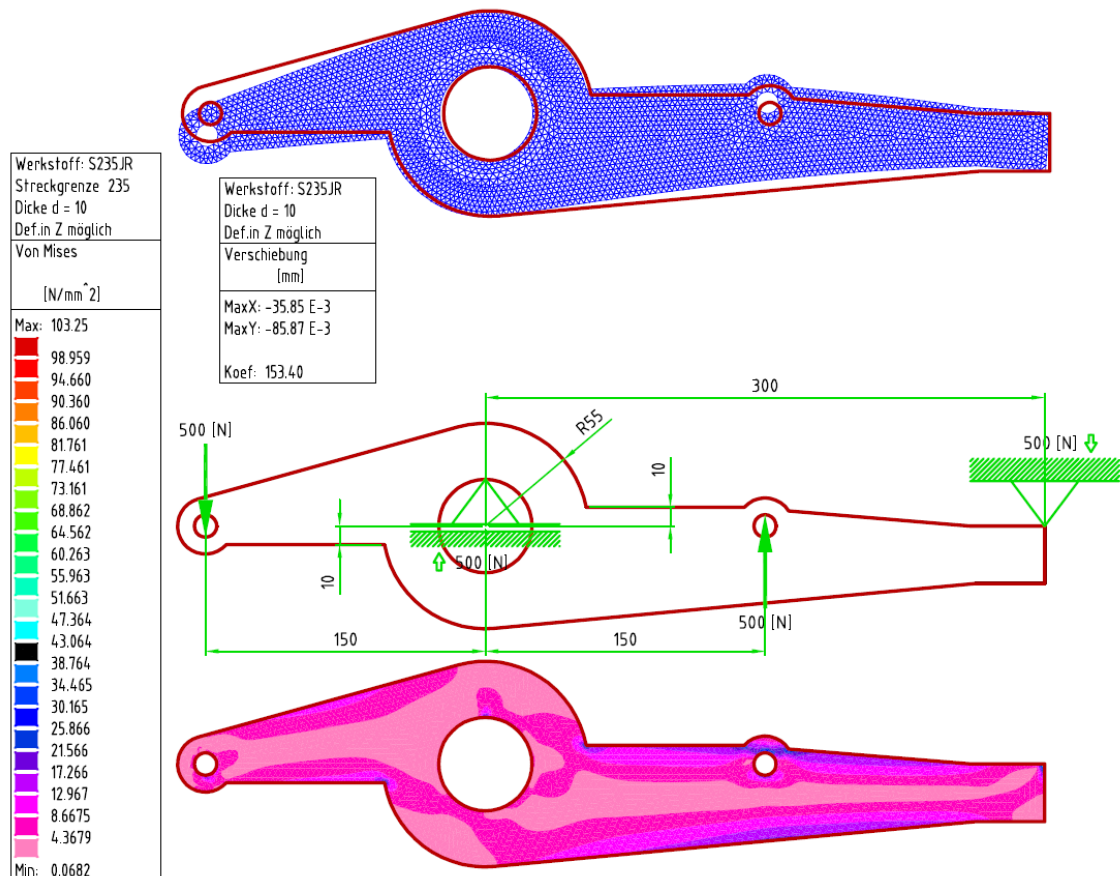


Abbildung 30: FEM-Berechnung Klemmhebel 1. Versuch

Nach den Eingaben wird die „Von Mises Spannungen“ und die Verschiebung berechnet: Das Ergebnis ist in Abbildung 30 Dargestellt.

Wie man sehen kann beträgt die maximale Vergleichsspannung 25.8 N/mm². Diese Spannung kommt auch nur durch die Punktlasten zustande. Die maximale Verschiebung beträgt 0.09 mm.

Daher wird der Klemmhebel etwas optimiert und neu berechnet.

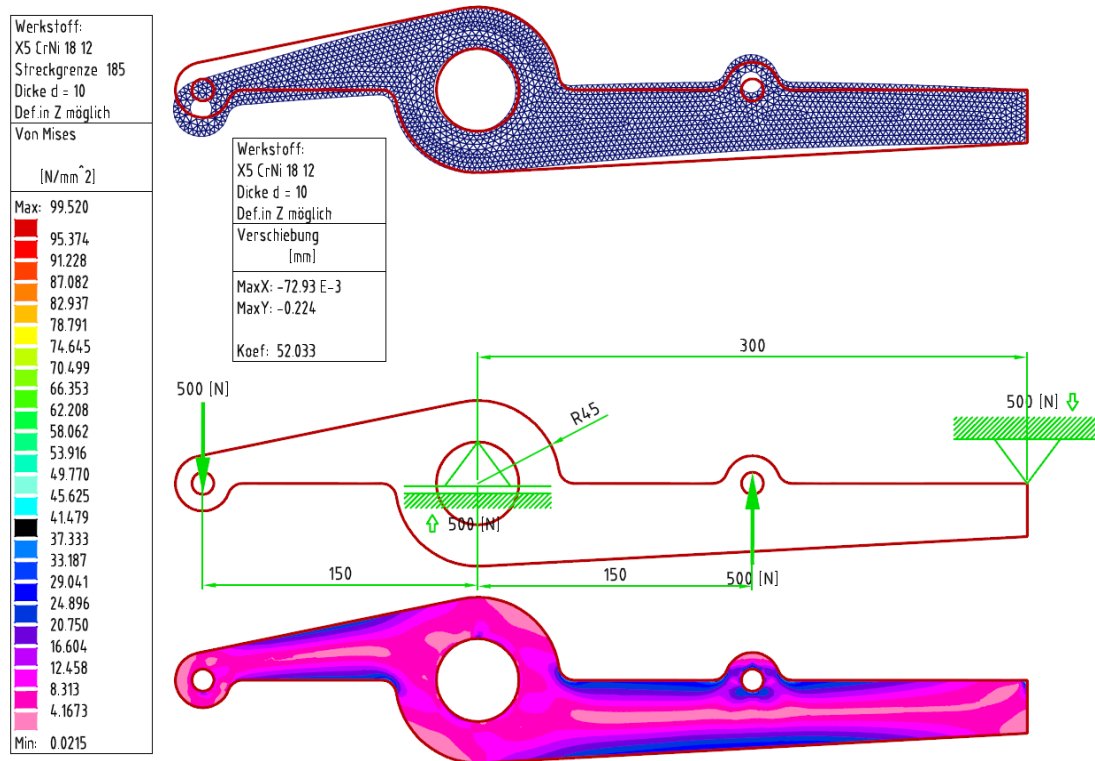


Abbildung 31: FEM-Berechnung Klemmhebel 2. Versuch

Der optimierte Hebel hat nun eine maximale Vergleichsspannung von 37,3 N/mm² und eine Verschiebung von 0,22 mm wie in Abbildung 31 zu sehen ist. Der Klemmhebel wird nun in dieser Form eingesetzt.

An den Klemmarmen werden die Zuglaschen (ein gekröpftes Blech mit 10 mm Stärke) angeschraubt. Diese dienen zur Aufnahme der Zug-Schubstangen und besitzen ebenfalls Bohrungen mit 12 mm Durchmesser und eingepresste Kunststoffbuchsen. Nun werden der Zylinder, der Klemmhebel mit der Zylinderaufnahme, die Zuglaschen und die Zug-Druckstangen in die Zeichnung eingefügt. Allen Bauteilen werden die richtigen Abhängigkeiten zugeordnet. Nun wird die Bewegung des Zylinders animiert und somit und auf Kollisionen kontrolliert.

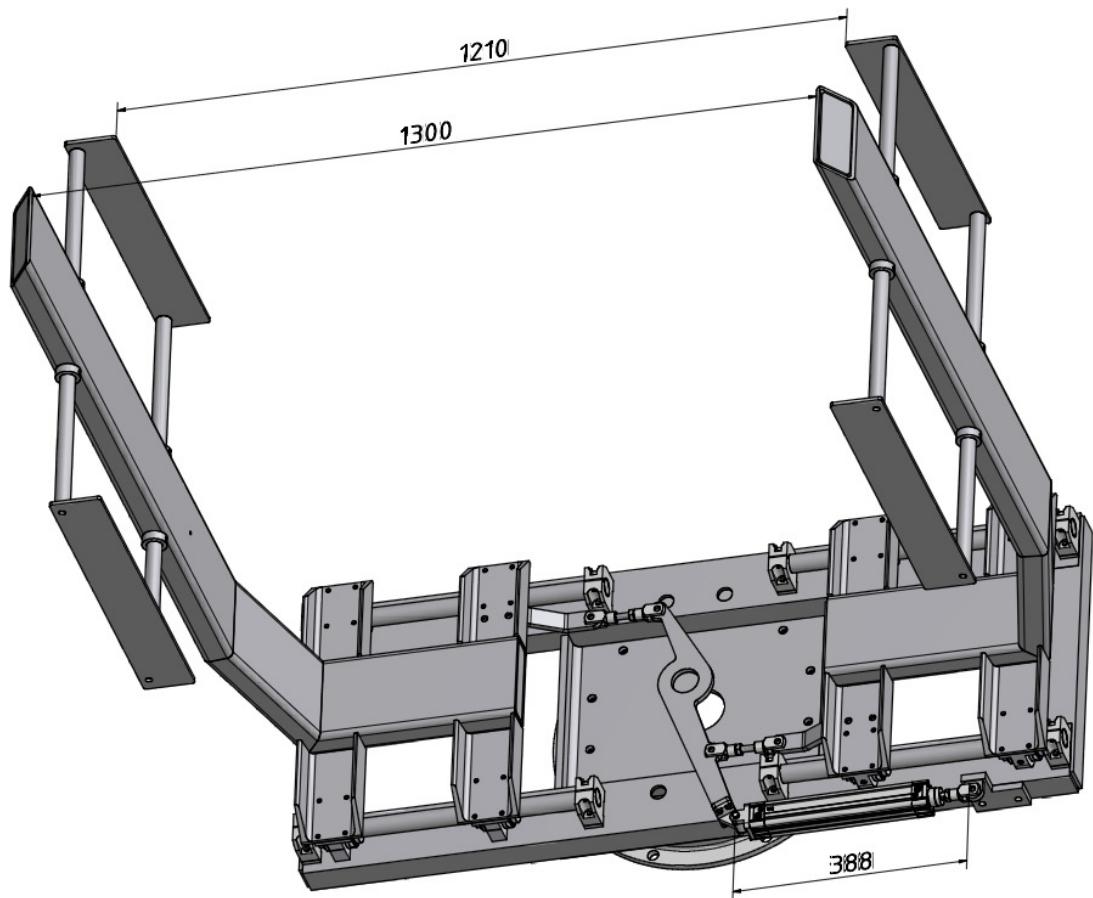


Abbildung 32: Klemmarme offen, Zylinder eingefahren

In Abbildung 32 ist der Zylinder eingefahren dargestellt (Position „offen“). In dieser Position haben die Klemmarme einen Abstand von 1.300 mm und die Anschlagbleche einen Abstand von 1210 mm, daraus ergibt sich bei einer Kistenbreite von 1.120 mm ein Spiel von 45 mm auf beiden Seiten. Da der Portalroboter die Kisten auf +/- 10 mm genau abstellt ist dieses Spiel vollkommen ausreichend. Bei der Kontrolle aller Einzelteile ergab sich keine Kollision.

Nun wird der Zylinder mit seinem Gesamthub von 200 mm ausgefahren (Bewegung nach Abhängigkeiten). Diese Endposition („geklemt“) ist in Abbildung 33 dargestellt.

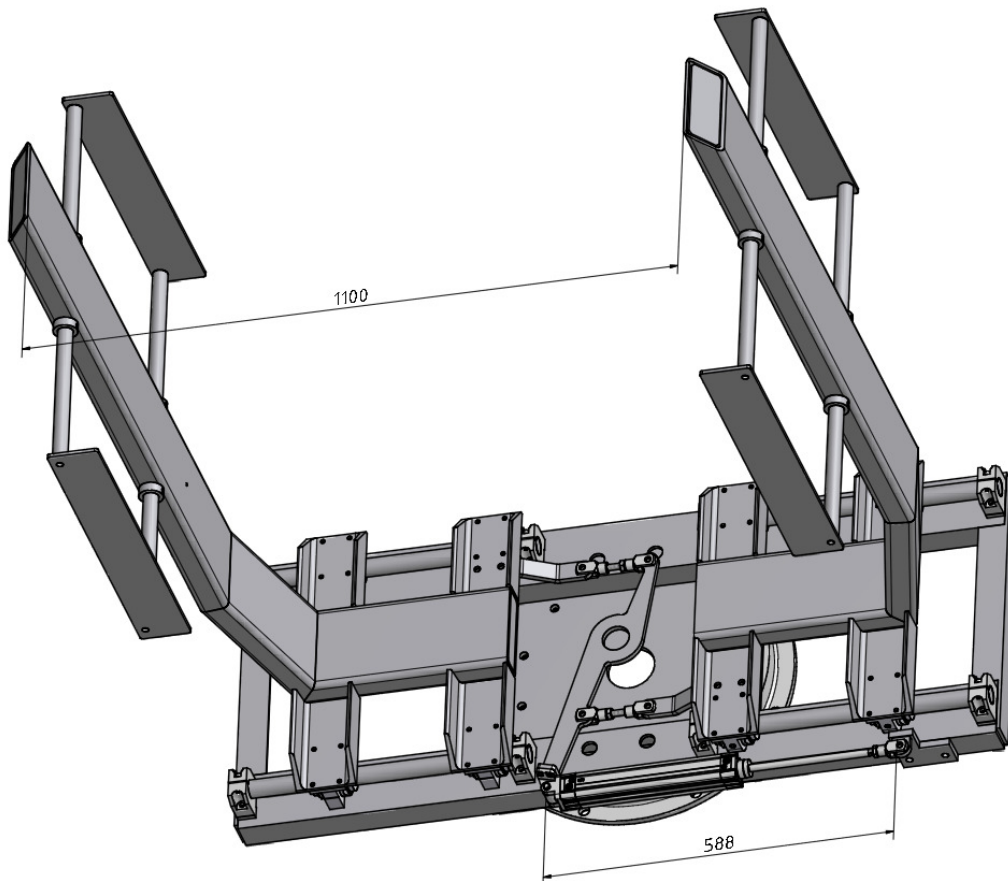


Abbildung 33: Zylinder ausgefahren

In dieser Position haben die Klemmarme einen Abstand von 1.100 mm. Das bedeutet eine Hubreserve der Klemmarme von 20 mm (Kistenbreite 1.120 mm). Da über die ganze Bewegung keine Kollision festgestellt wurde, kann nun an der Lagerstelle des Klemmhebelbolzens gearbeitet werden.

Die Lagerstelle des Klemmhebelbolzens soll aus wartungsfreiem Kunststoff gefertigt werden. Ausgewählt wird der Kunststoff ROBALON®-S.

Die besonderen Werkstoffeigenschaften dieses Kunststoffs sind unter anderen:

- Preiswerter Standardkunststoff, geringe Anhaftung
- ausgezeichnete Gleitfreudigkeit
- hohe Verschleißfestigkeit und hohe Abriebfestigkeit
- spannungsfreie innere Struktur und kein Splintern und Brechen
- Langzeitdruckbelastung 2 N/mm²; Dichte 0,93 g/cm³.

Dieser Kunststoff wird als Block mit den Maßen 100 x 100 x 100 mm eingesetzt.

Der Lagerzapfen wird aus einer blankgezogenen Welle aus Edelstahl A2 (1.4301) mit einem Durchmesser von 50 mm gefertigt.

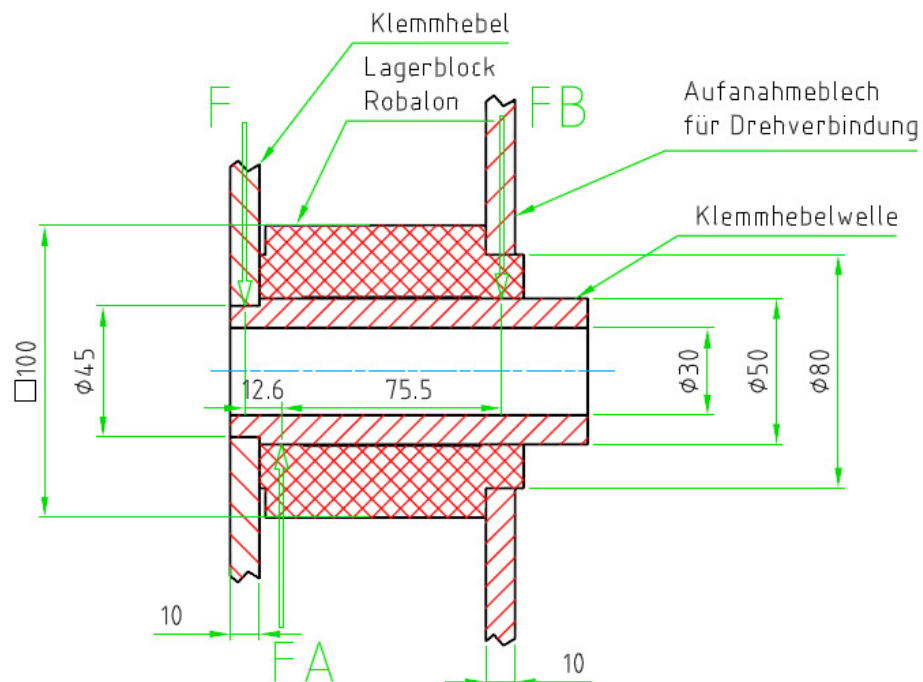


Abbildung 34: Schnitt durch die Lagerstelle des Klemmhebels

Die Abbildung 34 stellt einen Schnitt durch die Lagerstelle des Klemmhebels dar. Der Lagerblock aus Kunststoff soll an beiden Stirnseiten einen zylindrischen Ansatz mit einem Durchmesser von 80 mm erhalten. Diese soll auf der Seite des Klemmhebels die Drehung erleichtern und auf der Seite des Aufnahmeblechs als Zentrieransatz und Querkraftaufnahme dienen. Im Kunststoffblock sieht man zwei Lageransätze mit einer Breite von 15 mm und einem Durchmesser von 50,2 mm. Die Freistellung zwischen den Lagerstellen beträgt ca. 0,2 mm.

Die Klemmhebelwelle wird mit einem Zentrieransatz von Durchmesser 45 mm in den Klemmhebel gesteckt und stirnseitig verschweißt. Die Bohrung zur Durchführung der Schläuche und Kabel ist hier mit 30 mm dargestellt.

Mit diesen Maßen wird nun die Auflager- und die Wellenberechnung im 2 D Programm durchgeführt.

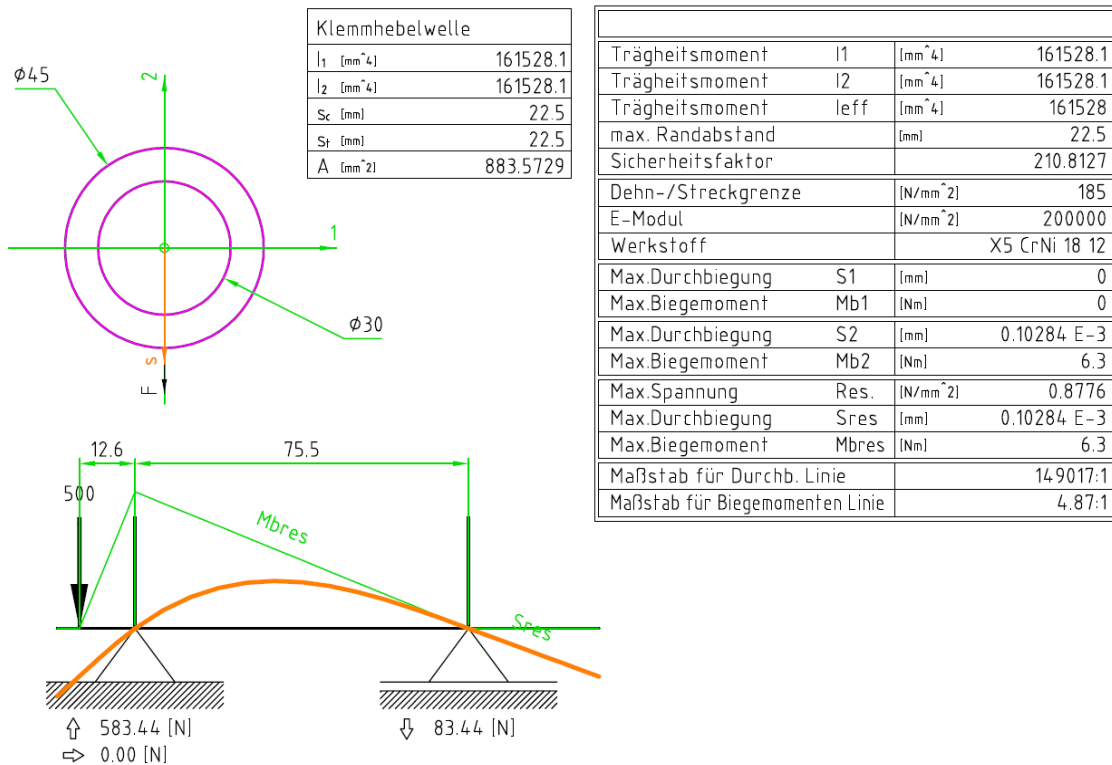


Abbildung 35: Berechnung Klemmhebelwelle

Anhand der Berechnungsergebnissen ist festzustellen, dass die Welle überdimensioniert ist. Da am Wellenende eine Axialscheibe gesichert durch eine Nutmutter KM9 mit einer Sicherungsscheibe angebracht wird, sollen die Dimensionen so beibehalten werden.

Mit der Lagerkraft ~584 N soll nun das Kunststoff-Gleitlager auf Flächenpressung kontrolliert werden.

3.5 Hubschlitten und Hubführung

Die Führung der Hubbewegung wird mit C-Führungen mit Führungsrollen realisiert. Als Lieferant für die Rollen und Führung wurde die Firma Winkel GMBH ausgewählt. Auf der Homepage⁸ sind verschiedene Kombirollen und Führungsprofile zu finden. Es ist eine Skizze und die Formel zur Rollenberechnung vorhanden.

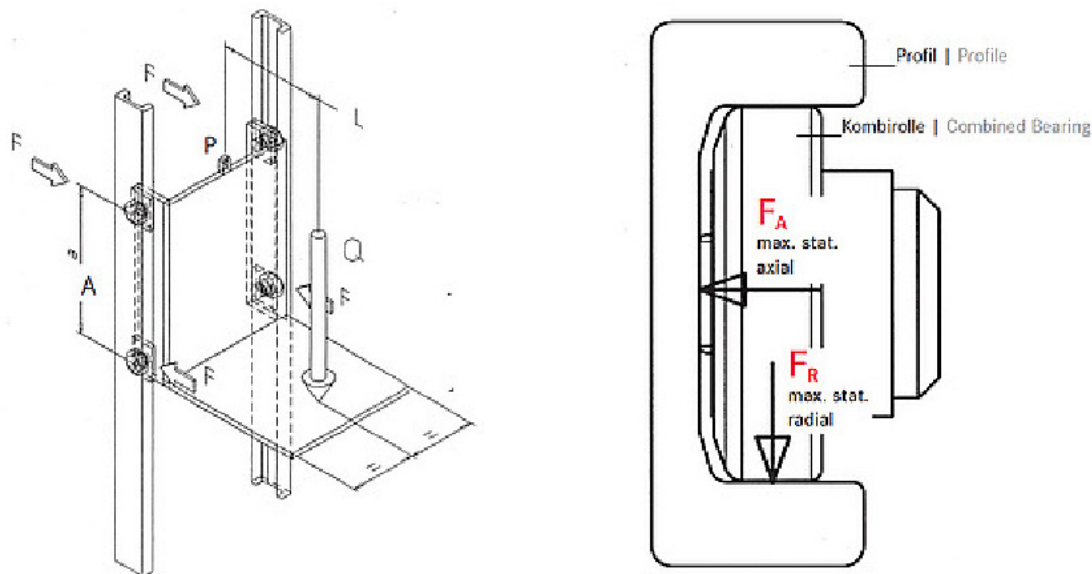


Abbildung 37: Skizze für die Rollenberechnung F. Winkel

$$F_{max} = \frac{Q \cdot L}{2 \cdot A}$$

F_{max} Kraft statisch, radial [N]

Q Gewichtskraft [N]

L Abstand: Aufhängepunkt-Schwerpunkt [mm]

A Rollenabstand [mm] empfohlen 500 -1000 mm

Für die Gewichtskraft wird nun wieder die Kiste in die Konstruktion eingefügt und die Gesamtmasse 170 kg aus den Eigenschaften abgelesen. Da noch der Hubschlitten, der Getriebemotor für die Drehung und der Getriebemotor mit Welle und Ritzel für die Hubbewegung dazu kommen, werden noch rund 80 kg dazu gezählt.

⁸ www.winkel.de/produkte/komponenten/kombirollen-profile-von-01-100-t/berechnung-der-rollenbelastung/

Schenkel von mindestens 130 mm haben. Aus dem Inhaltscenter des Programms INVENTOR wird ein Winkel 135 x 65 x 8 mm ausgewählt und mit der Länge 780 mm eingefügt. Die Breite des Schlittens wird mit 600 mm angenommen. Das obere und untere Rahmenprofil wird ebenfalls aus diesem Winkelprofil konstruiert. Diese Profile werden eingerückt, dass sie mit der Außenseite des Flansches in der Mitte der Flanschplatten liegen. Nun werden dem Rahmen die Kombirollen und die Drehverbindung hinzugefügt und richtig platziert. In den Rahmen wird ein 10 mm Stahlblech auf der Innenseite des Rahmens bündig eingeschweißt. Die Fläche an der die Drehverbindung montiert werden soll, wird plangefräst (ca. 2 mm). Deshalb wurde das 10 mm Blech gewählt.

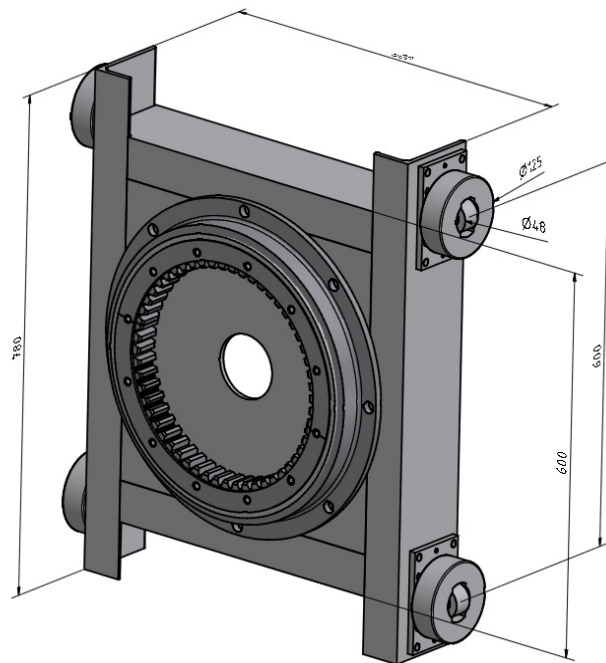


Abbildung 39: Der vorläufige Hubschlitten

Nun wird der Hubschlitten und der komplette Tragerahmen in die Zeichnung des Portalroboters eingefügt und zusammen gebaut. Die nun soweit fertiggestellte Kistendrehvorrichtung wird am vorgesehenen Platz positioniert. Eine Kiste wird hinzugefügt und die einzelnen Bewegungen werden durch „nach Abhängigkeiten bewegen“ durchgeführt. Der Hebearm des Portalroboters wird in die Mitte des

Waschplatzes gestellt. Damit bei den Bewegungen Kollisionen erkannt werden können.



Abbildung 40: Bildschirmdruck Drehbewegung (ohne Schutzzaun)

Die einzelnen Bewegungen, klemmen der Kiste, 200 mm heben, 180° drehen und 200 mm senken zum Waschen wurden langsam „durchgefahren“ und von allen Seiten betrachtet. Die in den vorderen Kapiteln bestimmten Sicherheitsabstände wurden bei jeder Bewegung eingehalten. Da sich die Führungsrollen nicht im Bewegungsraum des Portalroboters befinden, muss für die Führungsprofile keine bestimmte Höhe eingehalten werden. Die Führungsprofile aus Stahl S355, passend zu den vorher gewählten Führungsrollen, werden auf die Fußplatte aufgeschweißt. Die Länge der Profile wird jetzt noch nicht festgelegt, da zuerst die Antriebskomponenten bestimmt werden müssen.

4 Festlegung der Antriebs-Komponenten

Durch die im Punkt 1.4 beschriebenen Kundenforderungen können für die Hub- und die Drehbewegung nur elektrische Antriebe verwendet werden. Durch die Auswahl der Drehverbindung mit einem Innenzahnkranz bleibt als Antrieb für die Drehbewegung nur ein Elektrogetriebemotor mit einem Befestigungsflansch und einem Antriebsritzel übrig. Für die Hubbewegung stehen mehrere Varianten zur Auswahl.

4.1 Antrieb und Komponenten für die Drehbewegung

Die Belastung für den Drehantrieb setzt sich aus dem Reibmoment in der Drehverbindung und dem Massenbeschleunigungsmoment zusammen.

Das maximale Reibmoment für die Drehverbindung gibt der Hersteller mit $M_{reib} = 55 \text{ Nm}$ an. Für die Antriebsberechnung soll das Doppelte eingesetzt werden siehe Anlage A-II.

Für die Drehung eines Körpers um eine raumfeste Achse nimmt das dynamische Grundgesetz für die Drehung die Form an⁹:

$$M_{beschl} = J * \alpha \qquad \alpha \dots \text{Winkelbeschleunigung} \left[\frac{1}{s^2} \right]$$

$$\alpha = \frac{\Delta \omega}{\Delta t}$$

Da sich der Schwerpunkt der zu drehenden Vorrichtung inklusive der Kiste annähernd in der Drehachse befindet kann das Trägheitsmoment aus dem 3D-Programm entnommen werden.

⁹ Handbuch Maschinenbau; Alfred Böge, S C60, (118)

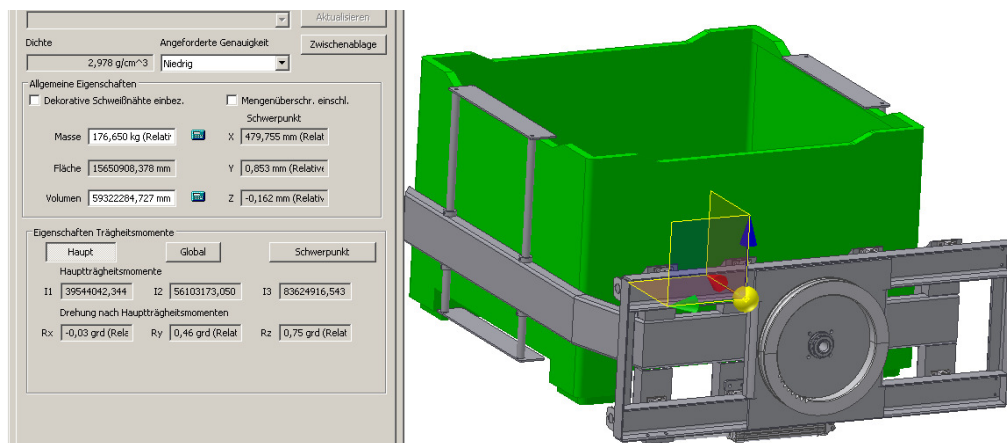


Abbildung 41: Bildschirmdruck Eigenschaften

$$J_1 = J_x = 39,544 \text{ kgm}^2$$

Bei dieser Vorrichtung werden aus Kostengründen günstige Schnecken-Getriebemotoren mit einer Untersetzung von $i = 100$ eingesetzt. Die große Untersetzung wird wegen der Selbsthemmung gewählt. Durch die Verwendung eines 4-poligen Asynchronmotors ergibt sich die Abtriebs-Drehzahl von 14/min. Als Antriebszahnrad wird aus dem Katalog der Firma Winkel ein gefrästes Zahnrad mit Nabe, Modul 5 und einer Zähnezah von $Z = 17$ ausgewählt.

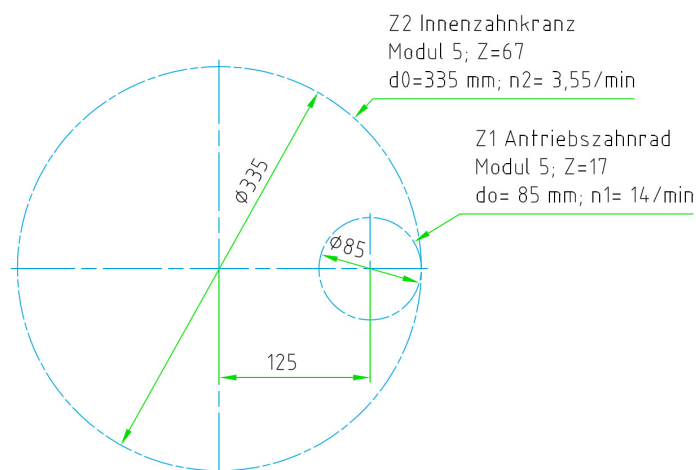


Abbildung 42: Skizze Drehantrieb

Daraus ergibt sich die Winkelgeschwindigkeit der zu drehenden Vorrichtung:

$$\omega = 2 * \pi * n_2$$

$$\omega = 2 * \pi * \frac{3,55}{60 \text{ s}} = 0,37 \frac{1}{\text{s}}$$

Die Antriebe für die Hub- und Drehbewegung werden mit einem Frequenzumrichter in Eil- und Schleichgang gesteuert. Der Frequenzumrichter steuert auch Beschleunigungs- und Bremsrampen. Wird nun am Frequenzumrichter ein Beschleunigungszeit von $t=0,1\text{s}$ eingestellt, was auch einem Not-Aus oder einem Stromausfall entspricht (in diesem Fall mit negativem Vorzeichen), ergibt sich ein Beschleunigungsmoment von:

$$M_{\text{beschl}} = J * \frac{\omega}{t}$$

$$M_{\text{beschl}} = 39,544 * \frac{0,37}{0,1}$$

$$M_{\text{beschl}} = 146,31 \text{ Nm}$$

Das gesamte Drehmoment:

$$M_{\text{ges}} = M_{\text{reib}} + M_{\text{beschl}}$$

$$M_{\text{ges}} = 55 \text{ Nm} * 2 + 146,31 \text{ Nm}$$

$$M_{\text{ges}} = 256,3 \text{ Nm}$$

Durch die Untersetzung von Innenzahnkranz zum Antriebszahnrad ergibt sich das erforderliche Antriebsmoment:

$$M_{\text{erf}} = \frac{M_{\text{ges}}}{\eta} * \frac{z_1}{z_2}$$

η ...Wirkungsgrad der Getriebestufe 0,94

$$M_{\text{erf}} = \frac{256,3 \text{ Nm}}{0,94} * \frac{17}{67}$$

$$M_{\text{erf}} = 61,13 \text{ Nm}$$

Aus dem Katalog des Lieferanten wird nun der Schneckengetriebemotor CHM63-100/CHT71B4-B5 mit einer Leistung von $P = 0,37 \text{ kW}$, und einem Abtriebsmoment von $M_{Tabelle} = 127 \text{ Nm}$ ausgewählt (siehe Anlage VI). Mit der Formel wird die Bedingung $M_{zul} > M_{erf}$ überprüft.

$$M_{zul} = \frac{M_{Tabelle}}{K_A \cdot S \cdot b_B} \quad K_A \dots \text{Belastungsfaktor} \sim 1,25$$

$$M_{zul} = \frac{127 \text{ Nm}}{1,25 \cdot 1,2 \cdot 1,2} \quad S \dots \text{Sicherheitsbeiwert} \sim 1,2$$

$$M_{zul} = 70,6 \text{ Nm} > M_{erf} = 61,13 \text{ Nm} \quad b_B \dots \text{Betriebsdauerfaktor} \sim 1,2$$

Damit ist die Bedingung erfüllt. Auf Anfrage beim Hersteller werden die 3-D Daten des Antriebs zur Verfügung gestellt und der Antrieb kann so in die Konstruktion eingefügt werden. Da vom Lieferanten das $J_{Getriebe}$ nur schwer zu bekommen ist und die Geschwindigkeiten und Beschleunigungen sehr gering sind, wird hier auf das Überprüfen der Motoren mit J_{red} verzichtet.

Das gewählte Antriebszahnrad kann laut dem Auswahlblatt der Firma Winkel (siehe Anlage VIII) ungehärtet ein maximales Drehmoment von 120 Nm übertragen und ist somit für den Antrieb ausreichend dimensioniert. Das Ritzel mit 17 Zähnen kann laut Hersteller der Drehverbindung ohne Profilverschiebung eingesetzt werden.

Die Antriebswelle wird mit dem „Wellengenerator“ konstruiert und dem Berechnungsprogramm überprüft. Für die Berechnung muss noch die Radialkraft berechnet werden.

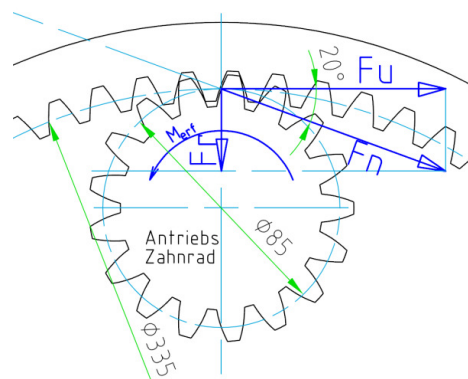


Abbildung 43: Skizze Ritzel-Innenzahnkranz

$$F_u = \frac{M_{erf}}{\frac{d_0}{2}} = \frac{61,13 \text{ Nm} \cdot 1000}{\frac{85 \text{ mm}}{2}}$$

$$F_u = 1.438,35 \text{ N}$$

$$F_r = F_u \cdot \tan \alpha_0$$

α_0 ... Normal-Eingriffswinkel 20°

$$F_r = 1.438,35 \text{ N} \cdot \tan 20^\circ$$

$$F_r = 523,5 \text{ N}$$

Diese Radialkraft das Antriebsmoment und das Abtriebsmoment wird im Berechnungsprogramm eingefügt. Die 2 Auflager sind die Lager des Schneckengetriebes.

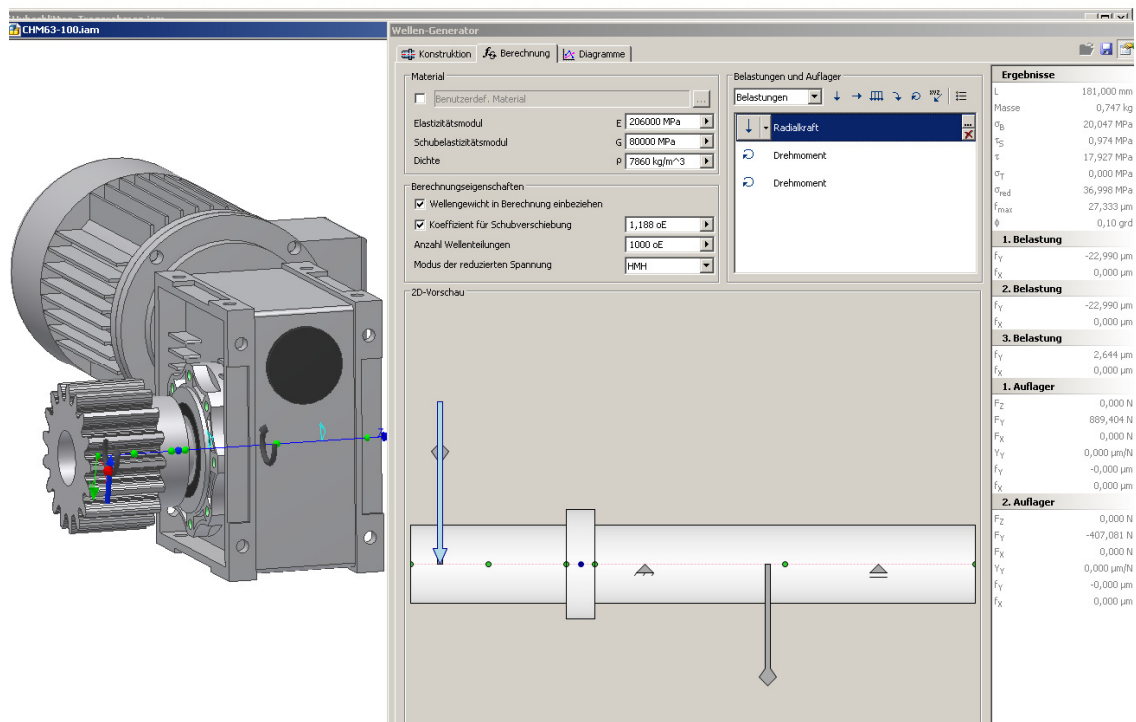


Abbildung 44: Bildschirmdruck Ergebnisse Wellenberechnung INVENTOR

Die Berechnung ergibt einen maximalen Verdrehwinkel von $\varphi = 0,1^\circ$, eine maximale Durchbiegung von $f = 0,023 \text{ mm}$ und eine maximale Vergleichsspannung von 37 N/mm^2 . Als Werkstoff wurde Stahl S235 eingesetzt. Die Antriebswelle wird aus blankgezogenem Automatenstahl hergestellt.

Für das Getriebe errechnet sich laut Hersteller eine maximale Radialkraft von $\sim 4.380 \text{ N}$. Die vorhandene Radialkraft beträgt rund $1/10$.

Nun wird das ausgewählte Getriebe, die Antriebswelle und das Zahnrad in der Konstruktion zusammengebaut, ein passender Befestigungsflansch konstruiert und diese Einheit am Befestigungsblech des Hubschlittens montiert.

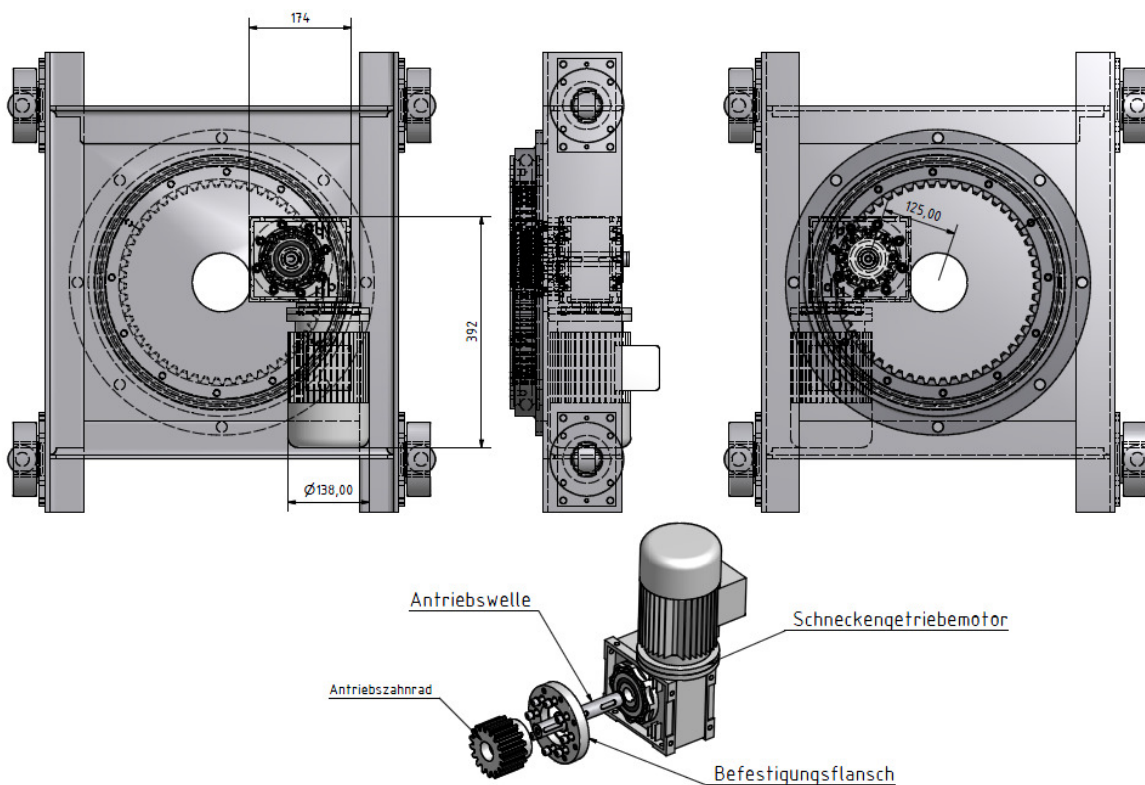


Abbildung 45: Hubschlitten mit Drehverbindung und Antriebsmotor

4.2 Antrieb und Komponenten für die Hubbewegung

Für die kleine Hubhöhe von 200 mm könnte man einen Hubspindelantrieb wie sie von namhaften Herstellern günstig angeboten werden einsetzen. Die geringe Hubkraft bei der geforderten Einschaltdauer und Geschwindigkeit könnte man mit einem Ausgleichsgewicht oder mit Gasfedern in den Griff bekommen.

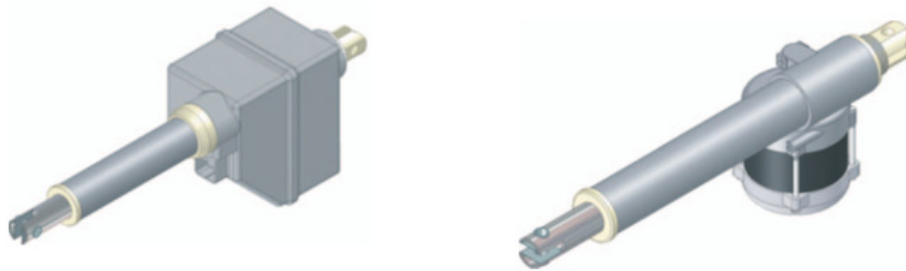


Abbildung 46: Bilder von Hubspindelantrieben aus dem Katalog der Fa. ZIMM

Als weitere Vorgabe für den Kistenwender wurde die Möglichkeit gefordert die Hubbewegung mit relativ geringem Aufwand um ca. 1.300 mm zu erweitern. Damit das Stapeln der Kisten von der Vorrichtung übernommen werden kann. Aus diesem Grund soll ein Antrieb ausgewählt werden, bei dem sich die Hubbewegung ohne erheblichen Aufwand verlängern lässt. Für diese Aufgabe standen mehrere Varianten zur Auswahl:

- heben mit Kette
- heben mit stehender oder rotierender Gewindespindel
- heben mit Zahnstangenantrieb
- heben mit Elektro-Seilwinde und Übersetzungsrolle

Die Variante Zahnstangenantrieb und Seilwinde wurden vorläufig ausgewählt und konstruiert.

4.2.1 Variante Seilwinde mit Übersetzungsrolle

Wie in Abbildung 47 zu sehen wurde eine Variante mit Schneckengetriebemotor, Seiltrommel und Übersetzungsrolle konstruiert. Durch die Übersetzungsrolle wird die erforderliche Hubkraft fast halbiert (Seilreibung in der Übersetzungsrolle $\eta \sim 0,95$). Damit das Seil gleichmäßig und eng auf die Seiltrommel aufgerollt wird, ist die Seilrolle gerillt. Mit dem Seiltrommeldurchmesser kann man das optimale Übersetzungsverhältnis erreichen.

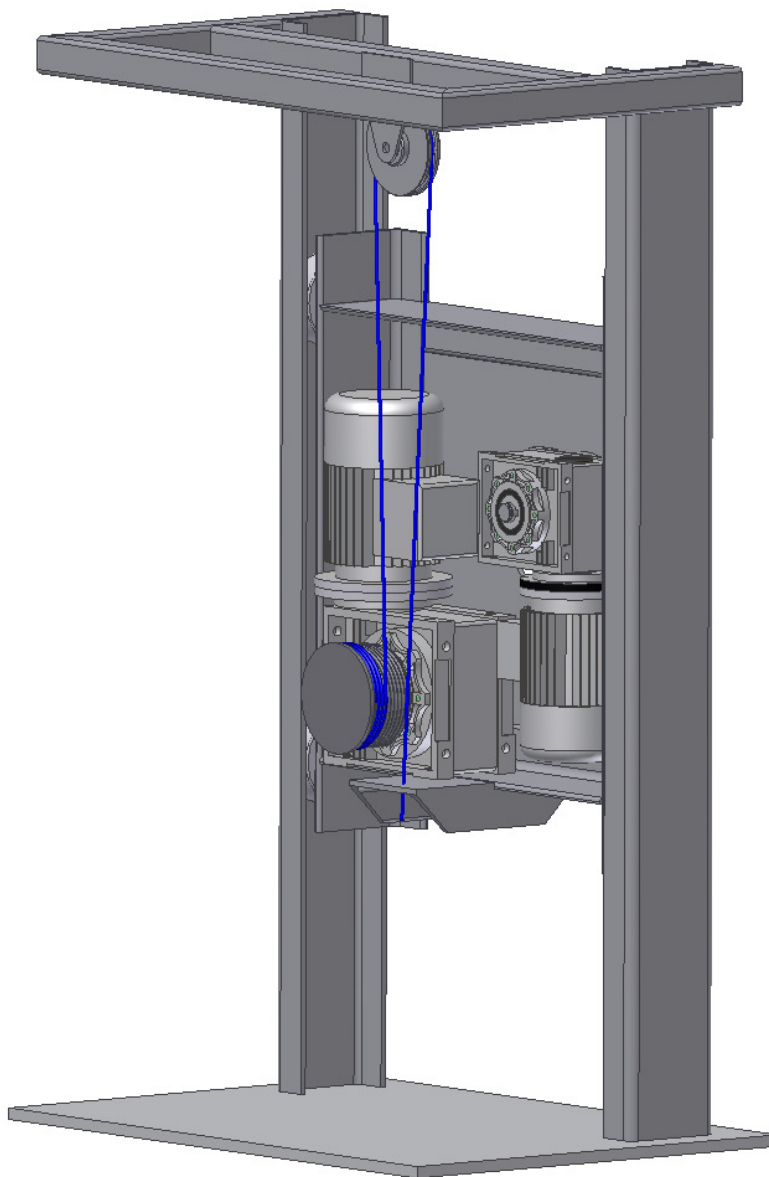


Abbildung 47: Variante Seil mit Übersetzungsrolle

Die Sicherheitswindungen die in der untersten Position auf der Seiltrommel bleiben sollen (in der Abbildung 47 drei Windungen dargestellt) sind erforderlich um das Seil einfach und sicher an der Trommel zu befestigen. Mit dem Umschlingungswinkel von $\alpha_0 = 3 * 2\pi$ ergibt sich mit der „Eulerschen Seilreibungsformel“¹⁰

$$F_{S2} = F_{S1} * e^{\mu_0 \alpha_0}$$

μ_0 Haftzahl 0,1

$$\frac{F_{S2}}{F_{S1}} = e^{\mu_0 \alpha_0}$$

F_{S2}Seilkraft

F_{S1}Seilbefestigungskraft

e Eulersche Zahl $e = 2,71828$

das Verhältnis: $\frac{F_{S2}}{F_{S1}} = \frac{1}{6,59}$

Mit einer Seilkraft von $F_{S2} = 2000N$ ergibt sich eine Befestigungskraft von $F_{S1} = 303N$. Diese Befestigungskraft lässt sich durch eine Klemmplatte aufbringen.

In der Abbildung 47 sind die Seil-Andruckrolle, die Seilbefestigung und der Schlaff-Seil-Schalter nicht dargestellt. Diese sind aber für einen sicheren Betrieb notwendig.

4.2.2 Variante Zahnstangen-Antrieb

Um die Größe des Antriebes, der Zahnstange und der Antriebszahnräder zu bestimmen, muss die Beschleunigungskraft bestimmt werden. Um die Gesamtmasse der zu hebenden Vorrichtung zu erhalten, werden in die Zeichnung ein Schneckengetriebemotor, eine Antriebswelle und deren Lagerstelle eingefügt.

¹⁰ Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau, 22. Auflage; K.-H.Grote und J.Feldhusen: S B14

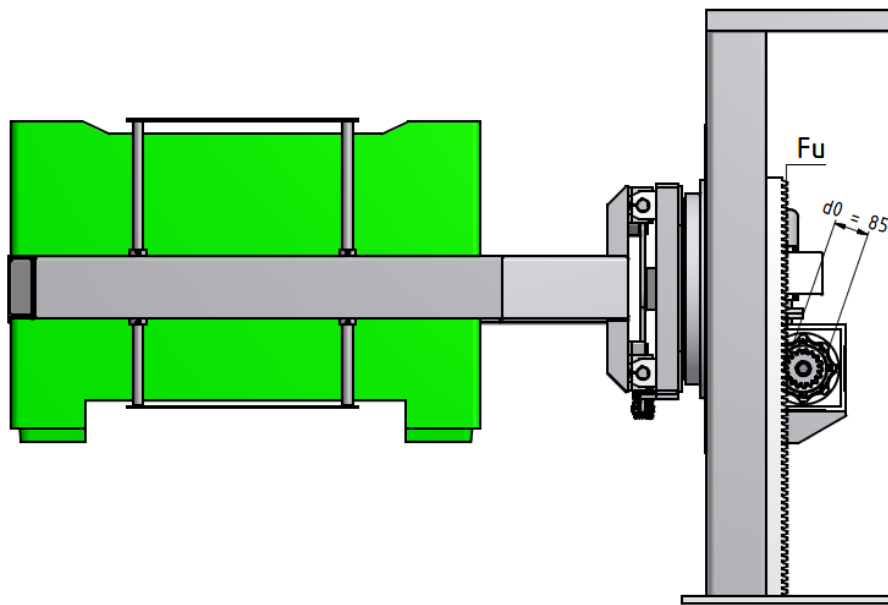


Abbildung 48: Kistenwender mit Zahnstange

Die Masse des Tragerahmens inklusive Klemmarme und Leerkiste beträgt 176 kg. Die Masse des Hubschlittens inklusive aller Antriebe beträgt 118 kg. Für sonstige Anbauteile wie Befestigungen für Positionsschalter und Wasserschutzbleche wird eine Masse von 25 kg dazu gerechnet.

$$m_{ges} = 319 \text{ kg}$$

$$F_u = m_{ges} * g + m_{ges} * a$$

a Beschleunigung [m/s^2]

Für die Beschleunigungszeit werden $t_b = 0,1\text{s}$ eingesetzt, was wiederum einen Not-Stop oder einem Stromausfall entspricht. Damit wie schon bei der Drehachse berücksichtigt in diesen Fällen der Antrieb und seine Komponenten nicht überlastet wird. Als Geschwindigkeit wird mit der Abtriebsdrehzahl $n = 14 \text{ U/min}$ gerechnet.

$$v = \frac{n * d_0 * \pi}{60} = \frac{14 * 85 * \pi}{60 * 1000}$$

$$v = 0,062 \text{ m/s}$$

$$a = \frac{v}{t_b} = \frac{0,062}{0,1}$$

$$a = 0,62 \text{ m/s}^2$$

$$F_u = 319 * g + 319 * 0,62$$

$$F_u = 3.327,2 \text{ N}$$

$$M_{erf} = \frac{F_u * d_0}{\eta * 2} = \frac{3.327,2 \text{ N} * 0,085 \text{ m}}{0,94 * 2} \quad \eta \dots \text{Wirkungsgrad der Getriebestufe } 0,94$$

$$M_{erf} = 150,4 \text{ Nm}$$

Aus dem Katalog des Lieferanten TAT wird nun der Schneckengetriebemotor CHM90-100/CHT80B4-B5 (Siehe Anlage VII) mit einer Leistung von $P = 0,75 \text{ kW}$, und einem Abtriebsmoment von $M_{Tabelle} = 300 \text{ Nm}$ ausgewählt. Wie oben wird die Bedingung $M_{zul} > M_{erf}$ überprüft.

$$M_{zul} = \frac{M_{Tabelle}}{K_A * S * b_B} \quad K_A \dots \text{Belastungsfaktor } \sim 1,25$$

$$M_{zul} = \frac{300 \text{ Nm}}{1,25 * 1,2 * 1,2} \quad S \dots \text{Sicherheitsbeiwert } \sim 1,2$$

$$M_{zul} = 166,7 \text{ Nm} > M_{erf} = 150,4 \text{ Nm} \quad b_B \dots \text{Betriebsdauerfaktor } \sim 1,2$$

Damit ist die Bedingung erfüllt und der vorausgewählte Motor kann verwendet werden.

Das Antriebsmoment verteilt sich auf zwei Zahnräder (C45; $b=50$; $m=5$; $z=17$), damit sind diese wie schon unter Punkt 4.1 erwähnt, für die vorhandene Belastung ausreichend dimensioniert.

Das ACAD-Mechanical Wellenberechnungsprogramm berücksichtigt die Passfedernuten nicht. Deshalb wird die Antriebswelle mit den um die Nutentiefe kleineren Durchmessern konstruiert und vom Berechnungsprogramm berechnet. Die Hubwelle soll aus blankgezogenen Stahl S355 gefertigt werden. Die auf die Wellenzapfen wirkende Radialkraft muss noch berechnet werden.

Passfedernut reduzierten Durchmessern durchgeführt wurde, die Belastungen Maximalwerte sind und es sich hier um eine langsam laufende Welle handelt, die nicht zum Schwingen neigt, wird der Verdrehwinkel akzeptiert. Die Zahnräder werden mit der Welle mittels Passfederverbindung verbunden. Da normale Abmessungen vorliegen braucht die Passfederverbindung nicht berechnet werden (vergl.¹¹). Als Axialsicherung wird ein Sicherungsring verwendet

Die maximale Radialkraft wird für das Getriebe mit 7.500 N angegeben und wird in diesem Fall weit unterschritten.

Das Wellenlager auf der rechten Seite wird als „Vierlochflanschlager“ ausgeführt. Es wird ein FAG-Lager mit der Bezeichnung PCJY35N ausgewählt. Aus dem Produktblatt des Herstellers (siehe Anlage V) kann die dynamische Tragzahl mit

$C_r=25.500$ N entnommen werden. Damit wird die nominelle Lebensdauer berechnet.

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^q$$

LNominelle Lebensdauer in 10^6 min^{-1}
 $C = C_r$ynamische Tragzahl radial in N
 $P = F_r$dynamisch äquivalente Belastung in N
 q bei Kugellagern $q = 3$ (vergl.¹²)

$$L = \left(\frac{25.500 \text{ N}}{854 \text{ N}} \right)^3$$

$$L = 25.708 * 10^6 \text{ Umdrehungen}$$

Damit ist nachgewiesen dass dieses Lager ausreichend dimensioniert ist. Der Zahnstangenantrieb ist also mit einer Zahnstange und zwei Zahnrädern Modul 5 beides ungehärtet fixiert.

¹¹ Maschinenelemente: Roloff/Matek S 298

¹² Maschinenelemente: Roloff/Matek S 354

Für den Schneckengetriebemotor wird ein Auflager am Hubschlitten konstruiert. Dieses Auflager besteht aus einem UNP200 und wird am Hubschlittenrahmen angeschweißt. Damit das Zahnflankenspiel eingestellt werden kann, werden die Befestigungslöcher als Langlöcher ausgeführt. Die Aufnahme für das Lager wird ebenfalls am Hubschlittenrahmen angeschweißt. Das Lager kann auch horizontal verschoben werden. Sollte zum Einstellen des Zahnflankenspiels auf der Lagerseite auch eine Vertikalverschiebung nötig sein, wird die Zahnstange in den etwas größeren Befestigungsbohrungen verschoben und an der Unterseite entsprechend unterfüttert.

Der Zahnstangenantrieb lässt sich mit einfachen und preislich günstigen Normteilen realisieren. Für die Fertigung ist dieser Antrieb günstiger als der Seilantrieb zu realisieren.

Daher kommt die Variante Zahnstangenantrieb zur Ausführung.

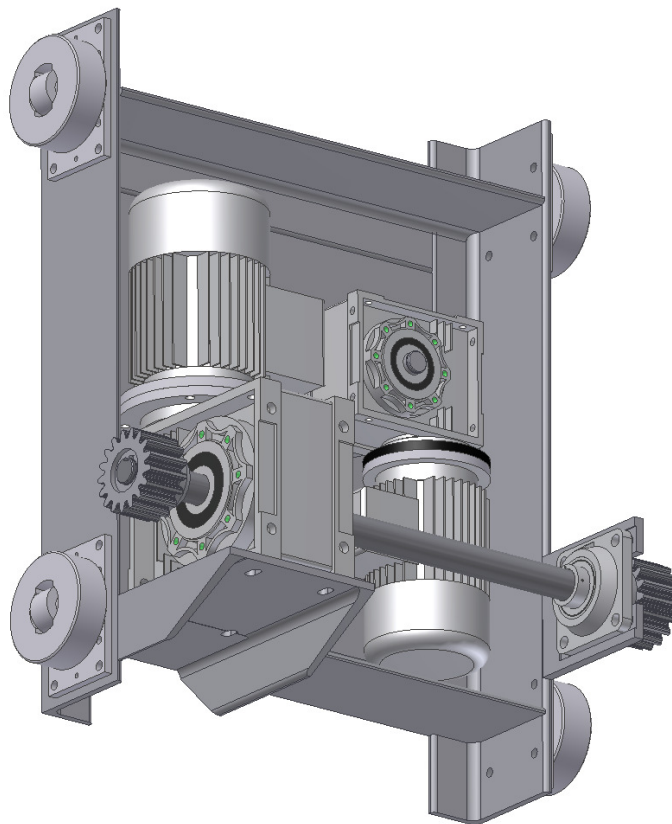


Abbildung 50: Hubschlitten mit Antrieb

5 Berechnung der Zyklusdauer

Da nun die Antriebe und Antriebskomponenten festgelegt sind, kann jetzt die Dauer der einzelnen Bewegungen berechnet werden. Für den gesamten Waschvorgang dürfen nicht mehr als 100 Sekunden benötigt werden. Davon sind 30 Sekunden für das Waschen mit Wasser vorgesehen. Bleiben also 70 Sekunden für die Bewegungen.

5.1 Klemmbewegung

Die Klemmbewegung wird von dem relativ kleinen Pneumatikzylinder durchgeführt. Der Pneumatikzylinder wird über ein „5/2-WegeMagnetventil vorgesteuert“ mit der Betätigung elektrisch/elektrisch und „Handnotbetätigt“, gesteuert. Damit der Zylinder bei Stromausfall oder abgeschalteter Steuerung in der zuletzt angesteuerten Position bleibt (vorgesteuert) wurde dieses Magnetventil ausgewählt.

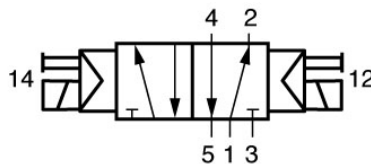


Abbildung 51: Sinnbild 5/2 Wegeventil

Im Datenblatt¹³ des Lieferanten (siehe Anlage XIII) wird für dieses Ventil ein Durchfluss von 1150 Liter pro Minute bei einem Druck von 6 bar angegeben. Damit ist der Zylinder zu schnell. Die Geschwindigkeit wird beim Probelauf mit den Abluftdrosseln im Zylinder so reduziert, dass die Dauer für den gesamten Hub ca. 2 Sekunden beträgt.

¹³ https://ecom2.stasto.com/oc/_common/data/datenblaetter/E52W1SM18_DE.pdf

5.2 Drehen der Kiste

Für die Drehbewegung gibt es nur zwei Haltepositionen (0° und 180°). Diese Positionen werden von Positionsschaltern überwacht. Damit diese Positionen relativ exakt angefahren werden können, sollen wie schon erwähnt die Antriebe in Eil-Schleichfahrt betrieben werden. Nach einer Beschleunigungszeit von ca. 0,5 Sekunden dreht sich der Antrieb mit der Normaldrehzahl das heißt 14 Umdrehungen pro Minute bei 50 Hertz. 2 Sekunden vor Erreichen der Endposition soll der Antrieb über eine Bremsrampe von 0,5 Sekunden auf die Schleichdrehzahl von ca. 4 Umdrehungen pro Minute (15 Hertz) gebremst werden. Im Schleichgang wird die Endposition angefahren und dann gestoppt.

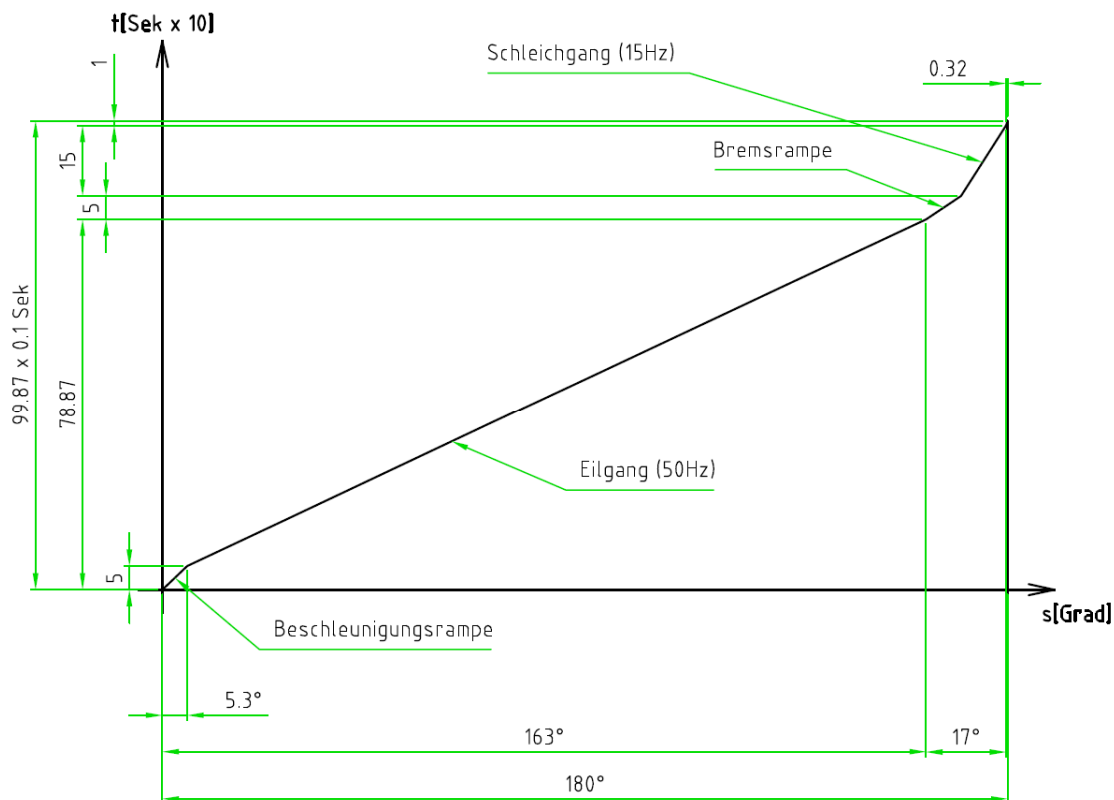


Abbildung 52: t-s Diagramm, drehen

Die Gesamt-Drehzeit wurde mit rund 10 Sekunden, wie im T-S-Diagramm dargestellt, zeichnerisch ermittelt.

5.3 Heben und senken

Wie bei der Drehbewegung werden die Beschleunigungs- und Bremsrampen gefahren.

$$v_{Eil} = 62 \frac{mm}{s} (50Hz)$$

$$v_{Schl} = 18,6 \frac{mm}{s} (15Hz)$$

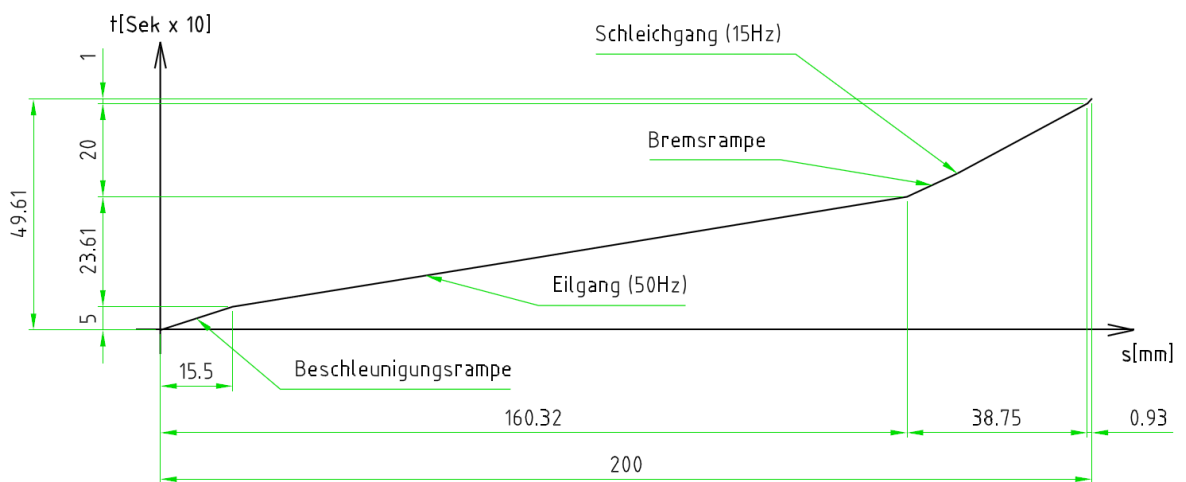


Abbildung 53: t-s Diagramm, heben

Die gesamte Hub- oder Senkzeit wurde mit rund 5 Sekunden, wie im T-S-Diagramm dargestellt, zeichnerisch ermittelt.

5.4 Gesamtzykluszeit

Aus diesen Einzelzeiten setzt sich nun die Gesamtzykluszeit zusammen:

Klemmen:	2s
Heben:	5s
Drehen:	10s
Senken:	5 s
Waschen:	30 s
Heben:	5 s
Drehen:	10 s
Senken:	5 s
<u>Lösen:</u>	<u>2 s</u>

Gesamtzeit: 74 s

Die Gesamtzykluszeit ist mit 74 Sekunden ausreichend kurz. Gefordert sind maximal 100 Sekunden.

Sollte die Variante, die Kisten nach dem Waschen zu stapeln, realisiert werden, kann mit Erhöhung der Eilfrequenz, verkürzen der Schleichzeit und mit gleichzeitigem drehen und heben die Zeit von 100 Sekunden knapp erreicht werden.

6 Typen- und Lagebestimmung der Endschalter

Der Schutzzaun der Portalroboteranlage geht bis zur Vorderkante des senkrechten Führungsprofiles. Das heißt alle beweglichen Teile außerhalb des Schutzzaunes müssen sicher abgedeckt werden. Die ganze Hubführung mit Zahnstangen und Hubrahmen wird seitlich mit einem gekanteten 4 mm Stahlblech abgedeckt (siehe Abbildung 58). Dieses Stahlblech dient auch zur Unterstützung der Aufnahme des Biegemomentes der senkrechten Führungen. Es wird an der Fußplatte und am oberen Rahmen angeschweißt. An den Führungen wird es mit Schweißheftstellen angebracht. An der Vorderseite der Vorrichtung, das heißt innerhalb des Schutzbereiches, werden Spritzschutzbleche angebracht.

Damit nun diese Schutzbleche in der Größe und Form definiert werden können, müssen die Art und die Lage der Positionssensoren bestimmt werden.

Bei dieser Vorrichtung hat jede Bewegung nur 2 Positionen. Damit scheiden digitale Systeme die den zurück gelegten Weg messen, wie auch analoge Systeme, welche die absolute Position bestimmen, aus.

Für diese Vorrichtung kommen also nur Positionsschalter in Frage, die der Steuerung melden ob die Bewegung ausgeführt wurde oder nicht. Positionsschalter die nur zwei Zustände („Ja“ oder „Nein“) melden, werden auch als Binäre Sensoren bezeichnet.

Für diese Vorrichtung kommen also mechanisch- elektrische Positionsschalter, die die Position mechanisch abgreifen und in ein elektrisches Signal umwandeln und Näherungsschalter (magnetisch, kapazitiv und induktiv) die elektronisch und berührungslos arbeiten.

6.1 Positionsschalter für die Klemmbewegung

Als Arbeitselement für die Klemmbewegung wurde ein pneumatischer Kompaktmagnetzylinder ausgewählt. Bei diesem Zylinder ist im geteilten Kolben aus Alu-

minium ein Permanentmagnet-Ring eingelegt. Die Zylinderaußenseite weist Nuten auf, in welche serienmäßige Magnetschalter geklemmt werden können.

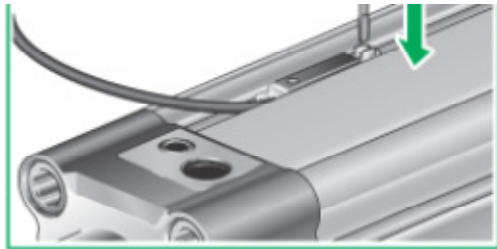


Abbildung 54: Magnetschalter Fa.Festo

Da es aber schon Probleme in so einer nassen Umgebung mit diesen Schaltern gegeben hat und durch den geringen Schaltbereich die Position „Geklemmt“ nicht sicher erreicht werden kann (Maßabweichungen der Kisten), muss auf den Einsatz dieser kostengünstigen Schalter verzichtet werden.

Aus diesem Grund werden elektro-mechanische Endschalter mit einem Rollenhebel-Aufsatz eingesetzt. Die Führungen der Klemmarme ist nahezu Spiel frei, deshalb kann mit diesen Schaltern eine genügende Schaltgenauigkeit erreicht werden. Die Schutzart dieses Endschaltergehäuses wird mit IP 65 (International Protection, 6 = staubdicht, 5 = Schutz gegen Strahlwasser) ausgewählt. Es wird ein Edelstahl-Halteblech (grün) konstruiert, an dem die Endschalter angeschraubt werden. Dieses Blech wird am Halterahmen mittels Gewindebohrungen und Schrauben befestigt. Zur Aufnahme der Schaltnocken wird ebenfalls ein Edelstahlblech (blau) konstruiert, das in einem Langlochschlitz die Nocken aufnimmt und mit den Schrauben der Linearlagergehäuse am Klemmarm befestigt wird. Die lange Schaltnocke wird so eingestellt, dass beim Erreichen des Schaltpunktes die kleinsten Kisten ohne klemmen, aber über die Kistenanschläge schon sicher angehoben werden können. Dieser Schaltpunkt soll der Steuerung den Befehl zum Heben geben. Der Zylinder wird jedoch weiter mit Druck beaufschlagt und klemmt somit jede Kiste gleich fest.

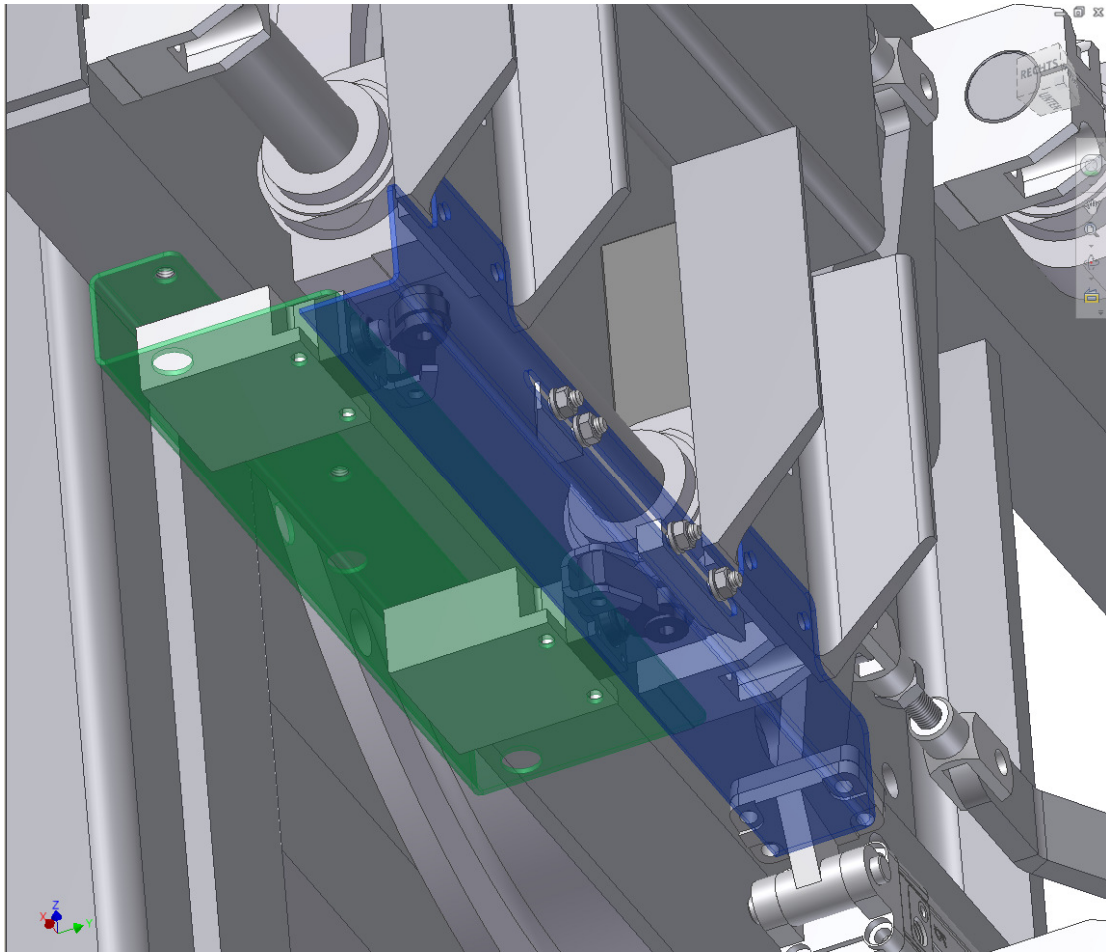


Abbildung 55: Positionsschalter, klemmen

6.2 Positionsschalter für die Drehung

Da sich Nocken für die Drehbewegung auf einer Kreisbahn bewegen würden, würde es bei einem mechanischen Endschalter am Berührungspunkt immer einen Verschleiß geben. Daher werden hier induktive Näherungsschalter eingesetzt. In diesen Schaltern erzeugt ein elektronisches System ein Magnetfeld, das über einen begrenzten Bereich nach außen gerichtet wird. Dieser Bereich wird als aktive Schaltzone bezeichnet. Werden elektrisch leitfähige Materialien in diese aktive Schaltzone gebracht, so werden in diesen Wirbelströme erzeugt und somit dem System Energie entzogen. Es kommt zu einer Änderung der Stromaufnahme. Diese Änderung wird vom elektronischen System ausgewertet und je nach Schaltertyp (Öffner, Wechsler oder Schließer) durchgeschaltet oder gesperrt. Als Schalt-

abstand bezeichnet man den Abstand zum Näherungsschalter bei dem ein Signalwechsel erfolgt. Aus diesem Grund können nur elektrisch leitfähige Materialien erkannt werden.

Es werden bündig und nicht bündig einbaubare Schalter angeboten. In dieser Vorrichtung werden bündig einbaubare Schalter ausgewählt. Da die Schalter in die Schutzbleche eingebaut werden sollen. Der geringere Schaltabstand (bündig) wird durch einen größeren Durchmesser des Schalters kompensiert.

Hier wird ein Schalter mit einem Außengewinde von M30 gewählt (siehe Datenblatt Anlage IX und X). Mit einem Arbeitsabstand von 0 bis 8,1 mm. Als Material für die Schaltfahnen wird hier Edelstahl (V2A) gewählt, so verringert sich der Arbeitsabstand um den Korrekturfaktor 0,7.

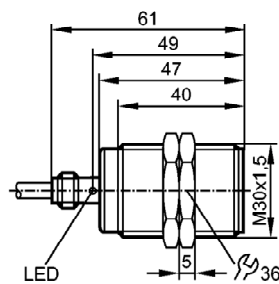


Abbildung 56: Maße für IFM Näherungsschalter

Es wird ein Blech aus Edelstahl (hellblau) konstruiert, das die Näherungsschalter aufnimmt und den Innenraum der Vorrichtung vor Wasser schützen soll. Dieses Blech wird mittels Gewindebohrungen an den Winkeln des Hubrahmens angeschraubt. Die Näherungsschalter werden mit einem Sicherheitsabstand von mindestens dem dreifachen des Normalschaltabstandes (lt. Datenblatt 10 mm) eingebaut. Das Blech wird am Hubrahmen montiert und die Endschalter werden mit einem Abstand von 39 mm vom Tragerahmen eingefügt. Nun werden Schaltfahnen aus Edelstahl (dunkelblau) konstruiert und mit einem Abstand von 4 mm zu den Näherungsschaltern am Tragerahmen mittels Gewindebohrungen und Schrauben montiert. Diese Schaltfahnen besitzen Langlöcher um die Schaltposition genau einzustellen.

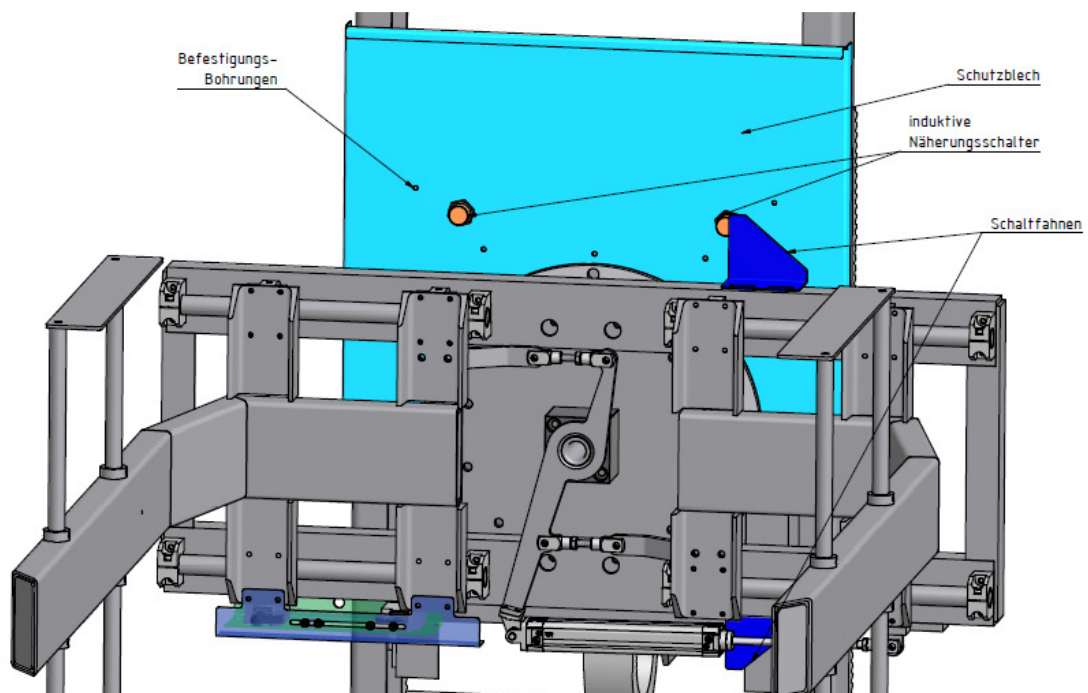


Abbildung 57: Positionsschalter, drehen

6.3 Positionsschalter für die Hubbewegung

Für die Hubbewegung gibt es nur zwei Positionen die angefahren werden müssen. Es werden hier auch die induktiven Näherungsschalter eingesetzt. Da diese günstig und einfach zu montieren sind. Sie werden von hinten gesehen an der linken Seite positioniert. Mit einem Abstand von 40 mm zur Zahnstange wird der Schalter für die unterste Position unterhalb, der Schalter für die jeweils oberste Position oberhalb des Zahnrades positioniert. Die Schaltfahnen werden am Seitenblech der Schutzverblechung montiert. Die Positionen der Schaltfahnen werden vom Zahnrad nie erreicht. Sollte die Variante „Kisten stapeln“ realisiert werden, müssten noch drei Positionen angefahren werden, die entsprechenden Schalter mit ihren Schaltfahnen haben neben dem Zahnrad noch ausreichend Platz. Man könnte für diese Variante anstatt der zusätzlichen Näherungsschalter einen Seilzugsensor mit Drehgeber einsetzen.

Nun werden für die zwei Näherungsschalter Haltebleche konstruiert. Für den unteren Schalter wird das Blech (Magenta) am Schneckengetriebe montiert und für

den oberen Schalter wird das Halteblech mit den Schrauben der oberen Führungsrolle angeschraubt.

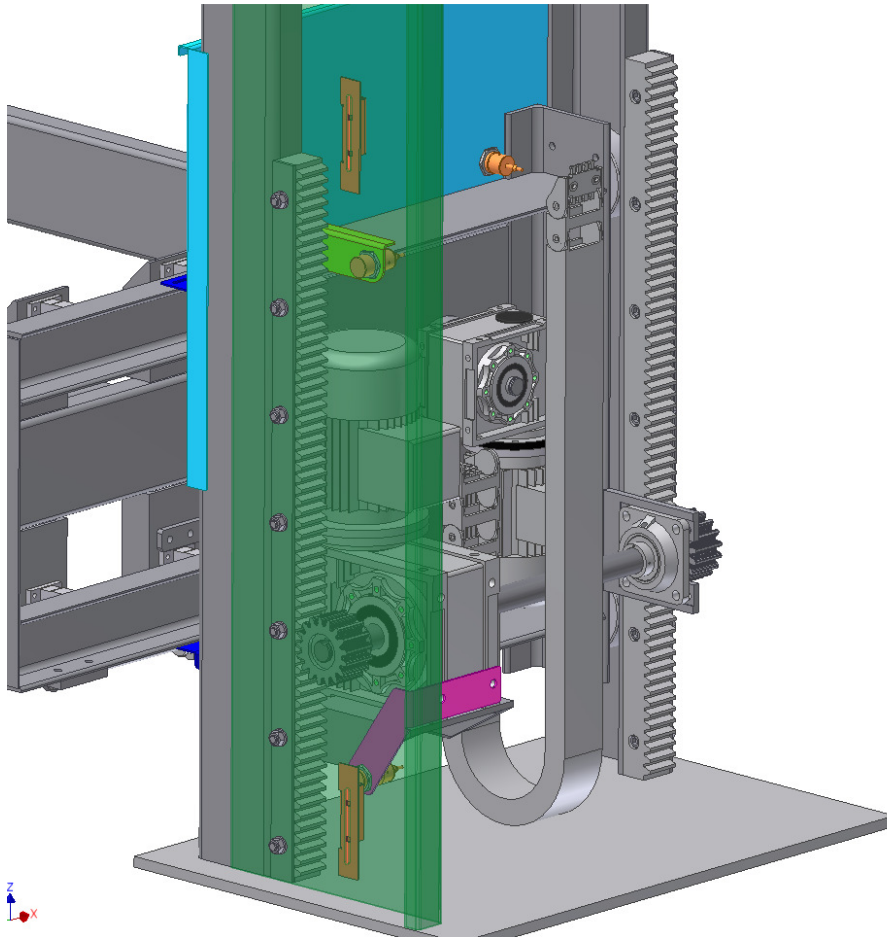


Abbildung 58: Positionsschalter, heben

Das Seitenblech (Grün transparent) wird konstruiert und eingefügt. An dieses Seitenblech werden die Schaltfahnen (orange) mit Torbandschrauben angeschraubt. Durch die Langlochbohrungen können die Schaltfahnen verstellt werden. Die Schaltfahnen decken in jeder Stellung die Schlitze voll ab, damit kein Spritzwasser in das Gehäuse eindringen kann.

7 Vorrichtung komplettieren

Da nun alle mechanischen Komponenten der Bewegungen und Antriebe, die elektrischen Antriebs- und Schaltkomponenten und die pneumatischen Komponenten bestimmt und eingebaut sind, gilt es nun die Vorrichtung zu komplettieren.

7.1 Energiekette

Es wird nun eine passende Energiekette gesucht. In dieser müssen zwei geschirmte fünfpolige Kabel für die Antriebe (je ca. 12 mm Durchmesser), dann ein Unterteilungssteg, 2 Luftleitungen mit einem Durchmesser von 6 mm, wieder ein Unterteilungssteg und sechs dreipolige Kabel für die Positionssensoren, Platz finden. Die Energiekette und die Kabel werden schon in der Länge für die Variante „Kisten stapeln“ ausgelegt. Aus „Traceparts-online“ wird aus dem Herstellerkatalog der Firma Kabelschlepp eine Kette (blau) mit den Innenmaßen 58 x 26 mm ausgesucht und mit einem Zug-Entlastungskamm in die Vorrichtung eingefügt. Für das feststehende Ende wird an der linken Seitenwand ein Halter (grün) konstruiert. Auf diesem Halter wird oben ein Kabelkanal montiert der die Kabel aufnimmt. Für das bewegte Ende wird ein Halter (rot) konstruiert der die zwei Luftleitungen und die zwei Kabel für die Zylinder Endschalter in die Mitte der Hohlwelle positioniert.

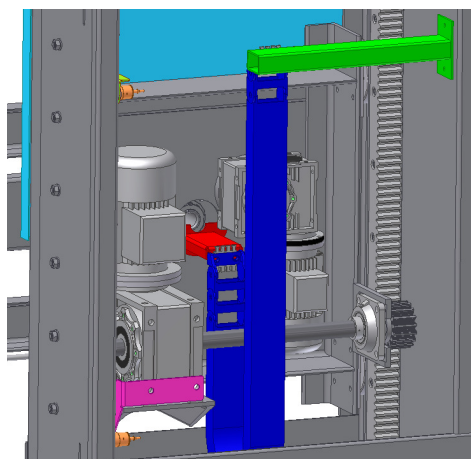


Abbildung 59: Einbau der Energiekette

7.2 Das Grundgestell

Da sich die Grundplatte aus Stahlblech 15 mm durch das Aufschweißen der Führungsprofile und der Seitenbleche verziehen würde, werden als erstes an den Längsseiten Verstärkungen aus Winkelprofilen aufgeschweißt und die Platte danach kalt ausgerichtet. In die Bodenplatte werden vier Durchgangsbohrungen und vier Gewindebohrungen eingebracht. Das Grundgestell wird auf dem Betonboden mittels vier Stück M16 Klebeanker in den Durchgangsbohrungen befestigt. In die Gewindebohrungen werden die Nivellier-Schrauben mit Kontermutter eingeschraubt. Als Unterlage werden 2 Stück 3 mm starke Edelstahlblechstreifen mit zwei Durchgangsbohrungen für die Klebeanker unter die Bodenplatte gelegt. Die Nivellierschrauben drücken gegen diese Unterlagsbleche.

Für das Grundgestell wird eine Edelstahl-Blechhaube mit 3-seitiger Tropfkante konstruiert. Auf der Vorderseite wird eine 320 mm lange Abdecklasche angebracht. Diese lange Lasche dient als Schutz gegen Spritzwasser. Die Abdeckhaube wird mit Sechskantschrauben in Durchgangsbohrungen durch den Oberen Quadratrohr-Rahmen mit Ringmuttern angeschraubt. Diese Ringmuttern dienen auch als Anschlagpunkte für die Lieferung und Montage.

Eine Wartungstür mit Sichtfenster schließt das Grundgestell. Diese Tür wird mit zwei Zylinderschlössern abgesperrt und zusätzlich mit einem Positionsschalter gesichert. Bei geöffneter Wartungstür können die Bewegungen im „Handbetrieb“ nur mehr einzeln im Schleichgang und „Totmann-Betrieb“ bis zu Ihren Endlagen gefahren werden.

Am rechten Seitenblech werden Winkelprofile zur Aufnahme des Schaltschranks aufgeschweißt. Unterhalb des Schaltschranks werden das 5/2 Wegeventil, ein Druckschalter und die Druckluft-Wartungseinheit angebracht. Das Magnetventil für die Wasserversorgung der Reinigungsdüse wird ebenfalls auf dieser Seite montiert.

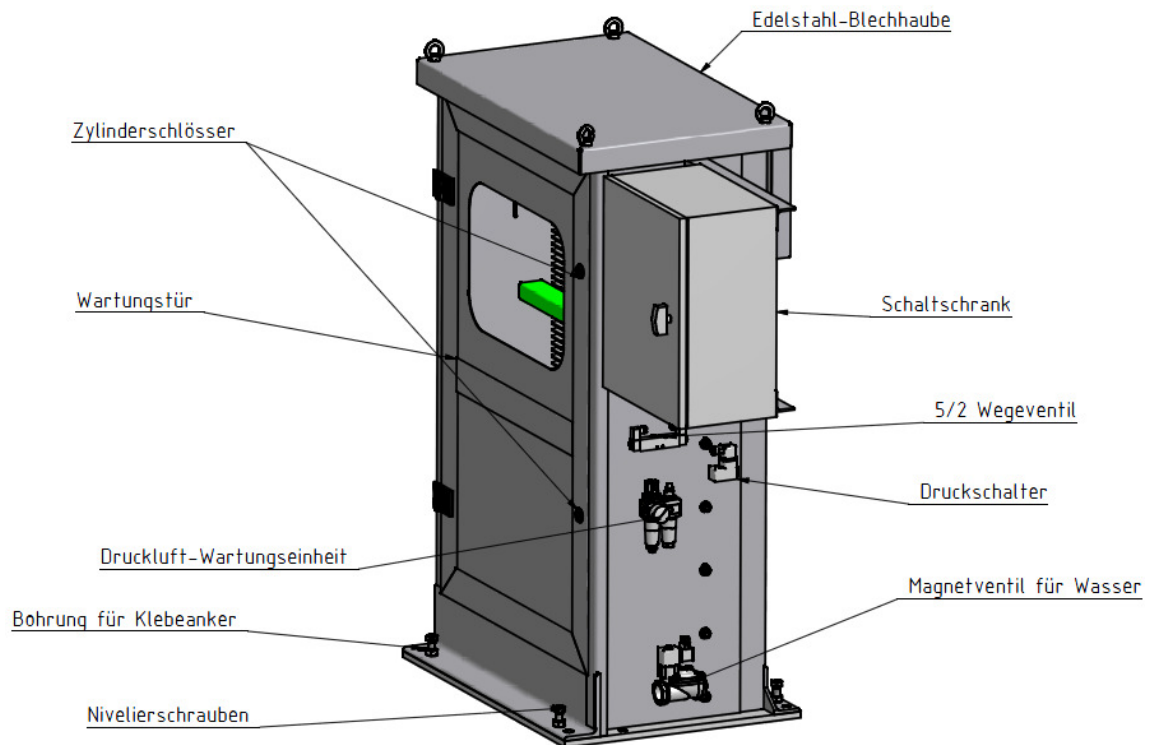


Abbildung 60: fertiges Grundgestell

7.3 Der Hubschlitten

Die untere Position des Hubschlittens wird mit Endanschlägen begrenzt. Diese Anschläge sollen bei der Montage eingestellt werden können. Daher werden an den unteren Stirnseiten der Winkel 15 mm Stahlbleche mit einer M16 Gewindebohrung angeschweißt. In diese Gewindebohrung werden M16 Stellschrauben mit einer Kontermutter eingeschraubt. An der Bodenplatte des Grundgestells werden zentrisch mit den Stellschrauben Gummipuffer angebracht, damit es beim Anfahren keine harten Schläge gibt.

Da das Grundgestell im unteren Bereich noch offen ist, wird das am Hubschlitten montierte Spritzschutzblech verlängert. In der unteren Endlage des Hubschlittens soll dieses Blech ausreichend Schutz gegen das Eindringen von Spritzwasser in das Grundgestell bieten. Das Blech wird vor dem Tragerahmen montiert.

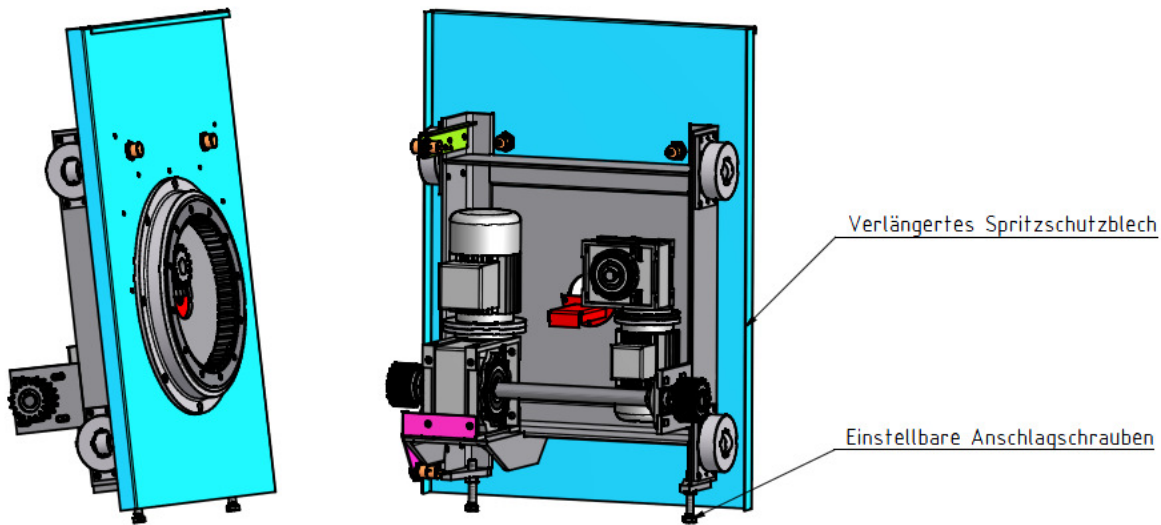


Abbildung 61: kompletter Hubschlitten

Auf das Einfügen der meisten Schraubverbindungen wird hier verzichtet.

7.4 Integrieren in die Gesamtanlage

Da nun die gesamte Vorrichtung fertig konstruiert ist wird sie in die Anlage eingefügt. Die einzelnen Bewegungen werden durchgeführt und dabei werden die Abstände zur bestehenden Anlage kontrolliert.

In der in Abbildung 62 dargestellten Gesamtanlage wurden mit den Maßen der größten Kisten die gesamten Bewegungen durchgeführt. Der kleinste gefundene Abstand ist der zum Kettenförderer mit 26 mm. Der in Wahrheit aber 35 mm beträgt. Dies resultiert aus der vereinfachten Darstellung des Förderrers.

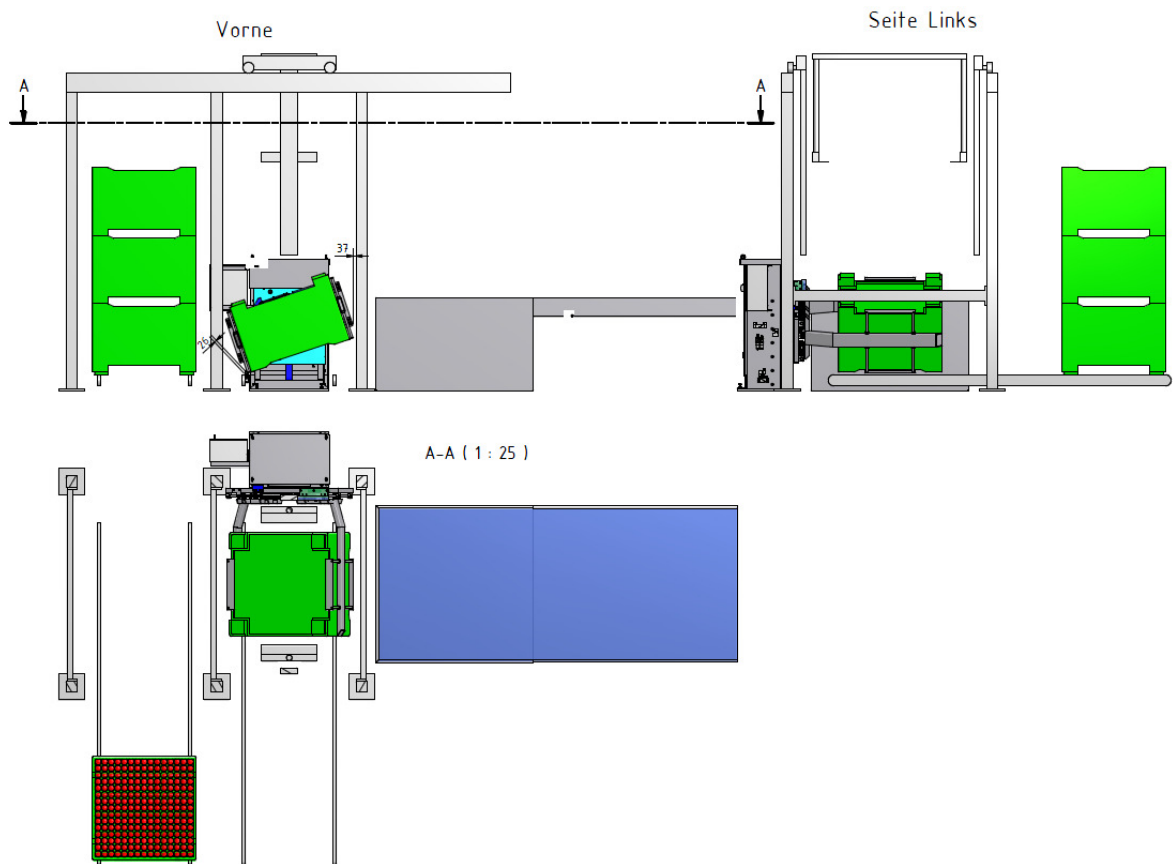


Abbildung 62: Gesamtanlage mit Kistenwender

Der fertige Kistenwender mit einer Gesamtmasse von 410 kg.

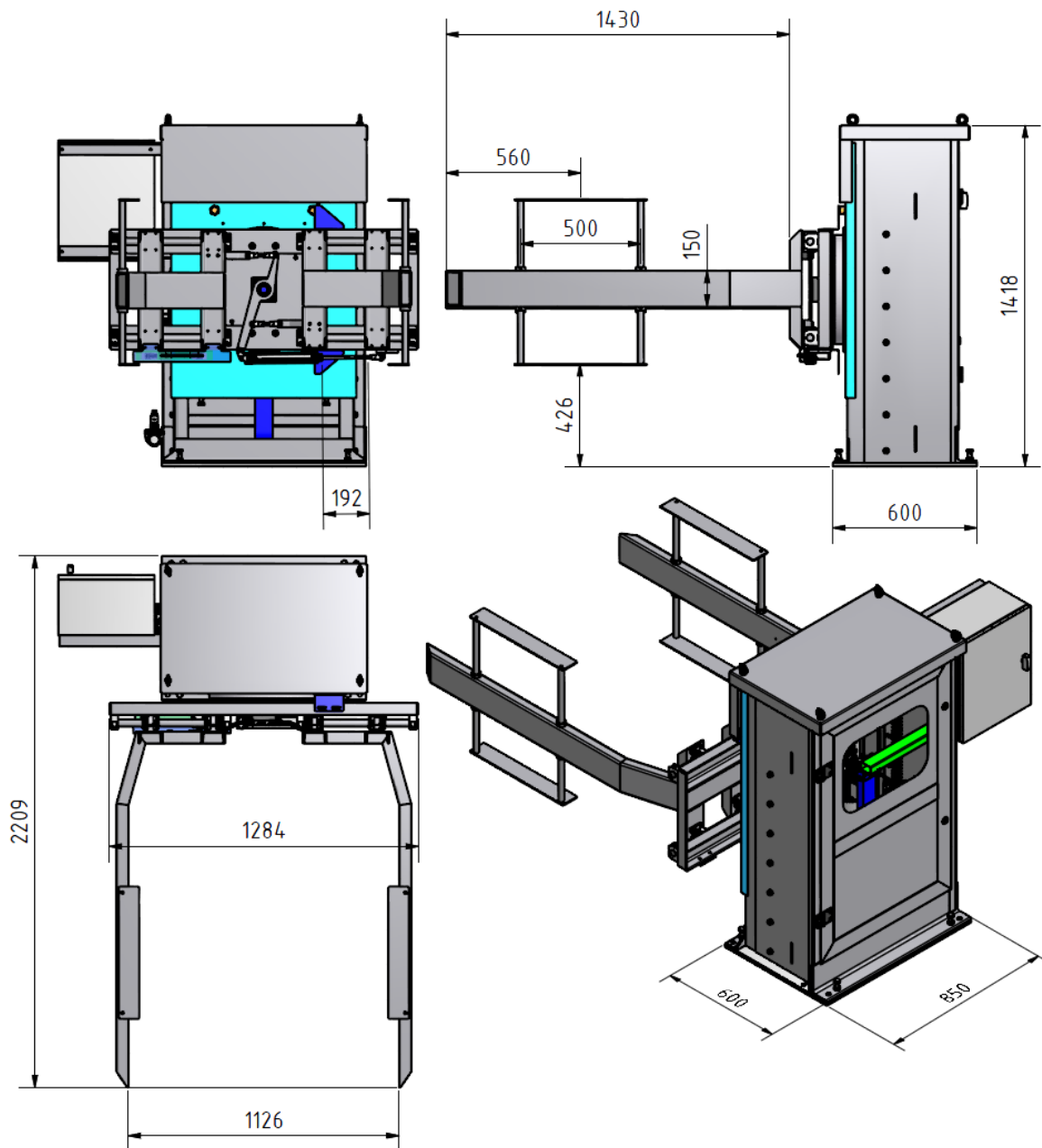


Abbildung 63: Der Kistenwender fertig konstruiert

8 Steuerung des Kistenwenders

Unter Steuerung versteht man die Einheit die die Bewegungsabläufe der Vorrichtung entsprechend den Vorgaben ablaufen lässt. Beeinflusst von Sensoren, Schaltern, Tastern und Zeitgliedern steuert diese Einheit die verschiedenen Aktoren wie Motoren, Zylinder und so weiter.

Der Kistenwender soll im „Automatik-Betrieb“ seine „Arbeit“ nach dem „Start-Befehl“ selbstständig ausführen. Ebenso sollen für Wartungsarbeiten die einzelnen Bewegungen im „Hand-Betrieb“ im sogenannten „Totman-Betrieb“ zu den Endlagen gefahren werden können. Dieser Hand-Betrieb ermöglicht es auch den Kistendreher nach einem Steuerungsausfall in die „Grundstellung“ zu fahren.

Für die Steuerung des Kistenwenders kommen zwei Arten von Steuerungen in Frage:

1. Die Verbindungsprogrammierte Steuerung (VPS) auch Relaissteuerung oder Kontaktsteuerung genannt.

Die Steuerung der Bewegungsabläufe kommt hier durch die Verbindung der Schalter, Taster und Sensoren über Relais mit den Aktoren zustande. Das „Programmieren“ besteht bei dieser Art der Steuerung aus dem Verkabeln der einzelnen Komponenten. Eine Änderung der „Programms“ bedeutet einen hohen Zeitaufwand durch das Umklemmen der Verbindungen und einen Kostenaufwand durch hinzufügen von Relais.

2. Die Speicherprogrammierbare Steuerung (SPS)

Diese Steuerungen bestehen aus einem Computer (CPU) und aus Ein- und Ausgabemodulen. Hier werden die Schalter, Taster und Sensoren an die Eingänge und die Aktoren an die Ausgänge an geklemmt. Das Programm liegt hier im Speicher und kann bei Kleinststeuerungen direkt am Steuergerät oder wie bei größeren Steuerungen über produktspezifische Eingabegeräte oder über einen Computer und entsprechender Software eingegeben wer-

den. Das Programm kann leicht geändert werden. Die Steuerungen können je nach Ausführung Relais- oder Digitalausgänge besitzen. Die Relais-Ausgänge können relativ hohe Lasten schalten. Die Digitalausgänge der meisten Steuerungen können bei 12/24 Volt nur 200 bis 500 Milliampere abgeben. So müssen bei dieser Steuerung meist Leistungsschütze eingesetzt werden.

Da für den Kistenwender eventuell eine Erweiterung auf „Kisten-Stapeln“ vorgesehen ist, wird eine SPS eingesetzt.

8.1 Bedieneinheit

Damit die Steuerung die Vorgaben erfüllen kann, müssen an der Bedieneinheit verschiedene Sicherheitselemente, Bedienelemente und Meldeleuchten angebracht werden.

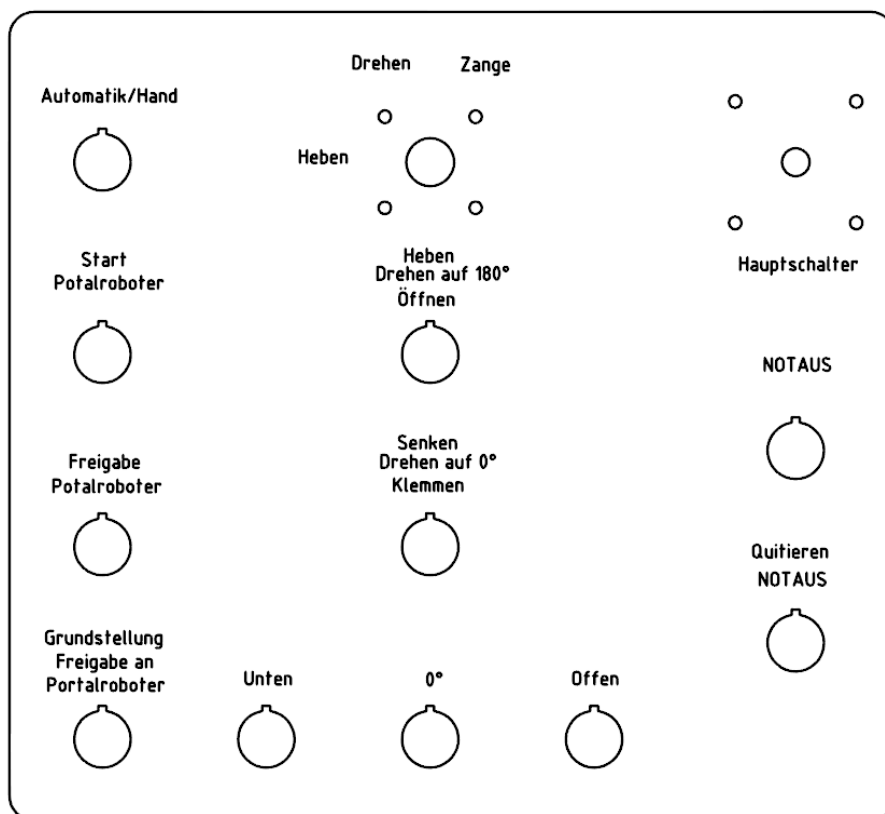


Abbildung 64: Beschriftung der Bedientafel

Wie oben erwähnt soll die Vorrichtung im „Automatik“-und „Handbetrieb“ arbeiten. Für die Auswahl der einzelnen Betriebsarten wird ein Schlüsselschalter mit 2 Stellungen eingesetzt. Für die einzelnen Bewegungen „Heben“, „Drehen“ und „Zange“ wird ein Wahlschalter mit 3 Stellungen verwendet. Ein rot/gelber 3-poliger versperbarer Hauptschalter wird für den sicheren Wartungsbetrieb eingesetzt. Der gelb/rote „NOT-AUS“ Schlagtaster und der Taster „Quittieren NOTAUS“ schalten ein Sicherheitsrelais. Die zwei Taster „Heben, Drehen auf 180°, Öffnen“ und „Senken, Drehen auf 0° und Klemmen dienen beim Handbetrieb als Tipptaster für die Bewegungen. Der Schalter „Start Portalroboter“ dient zum simulieren des Startsignals im Probe-Automatikbetrieb. Die Meldeleuchten „Unten“, „0°“ und „Offen“ melden das Erreichen der Positionsschalter für die Grundstellung. Die Meldeleuchte „Grundstellung“ meldet das Freigabesignal an den Portalroboter im Automatikbetrieb.

8.2 Programmablauf

Das Programm mit Automatik- und Handbetrieb wird in einem groben Ablaufplan dargestellt. Der in Abbildung 65 dargestellte Ablaufplan stellt nur einen kleinen Teil des Ganzen dar. Der komplette Ablaufplan ist in der Anlage XIV bis XVI dargestellt.

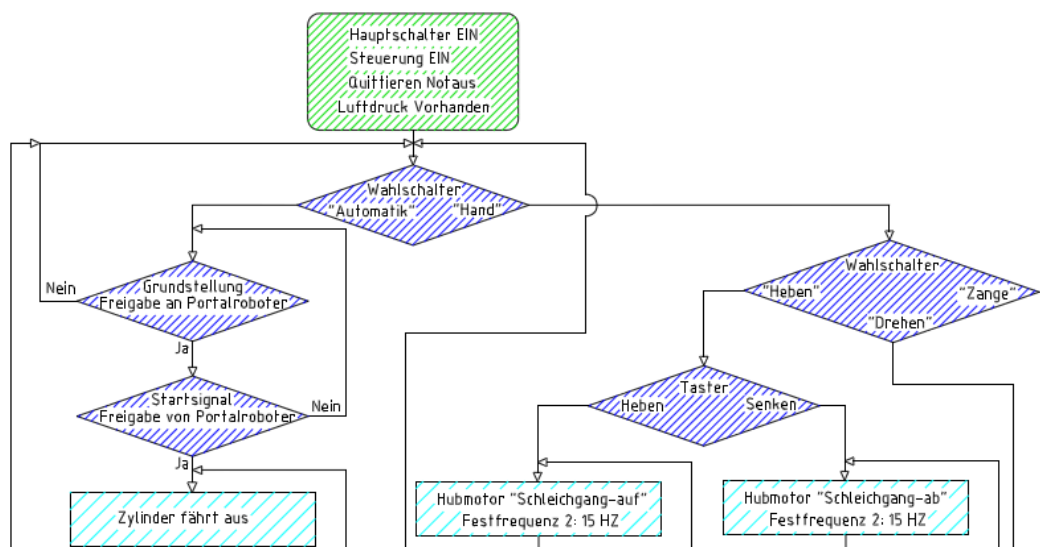


Abbildung 65: Anfangsteil-Ablaufplan

8.3 Anzahl und Art von Ein- und Ausgängen

Damit die SPS-Steuerung ausgewählt werden kann muss die Anzahl der Eingänge und die Anzahl der Ausgänge festgelegt werden.

8.3.1 Die Eingänge

Für diese Vorrichtung werden nur Digitale Eingänge benötigt. Sollte die Vorrichtung wie schon mehrmals erwähnt erweitert werden, wird mindestens ein schneller Zähl Eingang zirka 1-2 kHz für einen Inkremental-Drehgeber für die Hubpositionierung benötigt. So einen schnellen Zähler haben aber die meisten Kleinststeuerungen schon integriert.

Die Steuerspannung für die Bedienelemente soll 24 Volt betragen. Es wurden auch schon die induktiven Näherungsschalter mit einer Betriebsspannung von 15-30 Volt ausgesucht. Daher wird eine Steuerung mit 24 V Betriebsspannung gewählt.

Anzahl der Eingänge:

Wahlschalter Automatik/ Hand	2
Wahlschalter: Heben/Drehen/Klemmen	3
2 Taster Heben/senken	2
Freigabe von Portalroboter	1
6 Stück Positionsschalter	6
1 Pneumatik-Druckschalter (PE-Wandler)	1
Überwachung Wartungstür	1
<u>Reserve und schneller Zähler</u>	<u>3</u>
Gesamt Digitale Eingänge	19

8.3.2 Die Ausgänge

Die Motoren werden von einem Frequenzumrichter (FU) gesteuert. Die Befehle Start, Stopp, Vorwärts, Rückwärts, die Festfrequenzen und das Umschalten des FU auf die Parameter des zweiten Motors, werden mit nur vier digitalen Eingängen am FU gesteuert. Die Steuerspannung von 24 Volt kann vom FU abgenommen oder von den Digitalen Ausgängen der Steuerung direkt angesteuert werden, dazu muss aber eine Referenzspannung am FU angelegt werden.

Das Umschalten von Hub- auf den Drehmotor erfolgt über gegenseitig verriegelte 3-polige Leistungsschütze mit einer Spulenspannung von 230 Volt. Dafür werden Relais-Ausgänge oder zusätzliche Steuer-Relais benötigt.

Die Meldeleuchten sind 24 Volt LED-Leuchten.

Das Pneumatik 5/2 Wege-Steuerventil hat eine Spulenspannung von 24 Volt und eine Spulen-Leistung von 2,4 Watt kann also auch über die digitalen Ausgänge gesteuert werden.

Anzahl der Ausgänge:

Freigabe an Portalroboter	1
FU	4
Motor Leistungsschütze	2
Pneumatikventil	2
4 Meldeleuchten	4
1 Wasser-Magnetventil	1
<u>Reserve</u>	<u>2</u>
Gesamt Ausgänge	16

Die SPS-Steuerung soll also mindestens 18 Digitale Eingänge und 16 Ausgänge besitzen. Die Ausgänge können sowohl Digital- als auch Relais-Ausgänge sein.

8.4 Anschlussplan SPS

Die Einbeziehung des Kistenwenders in den Sicherheitskreis der Gesamtanlage war etwas schwierig. Der Aufgabebereich des Portalroboters ist mit vier Lichtvorhängen der Fa. Pilz überwacht (siehe Abbildung 66). Durch die waagrechte und senkrechte Anbringung der Lichtvorhänge erkennt das Steuergerät ob Kisten ein oder ausgefahren werden oder ob der Gefahrenbereich betreten wird.



Abbildung 66: Foto, Aufgabebereich des Portalroboters

Im Schaltkasten des Portalroboters befindet sich ein Sicherheitsrelais G9SB der Fa. Omron. Laut Steuerungstechniker des Herstellers werden mit dem Sicherheitsrelais die Motoren abgeschaltet und über den Kreis mit den Kontakten 41-42 wird der Steuerung der NOT-AUS mitgeteilt. Der Sicherheitskreis mit den Kontakten 33-34 war frei.

Der NOT-AUS Taster des Kistenwenders und der Schließkontakt der Wartungstür (geschlossen bei geschlossener Tür) wurden in den „Notauskreis“ des Portalroboters eingebunden.

Das Sicherheitsrelais XPS des Kistenwenders (siehe Abbildung 67) wird im Automatikbetrieb über den freien Sicherheitskreis des Portalroboters angesteuert. Für einen automatischen Start wurde das Relais K4 eingebaut.

Im Handbetrieb wird das Sicherheitsrelais XPS über den zweiten Öffner des Not-austasters angesteuert. Die Bewegungen können mit Normalgeschwindigkeit in Totmannbetrieb gefahren werden. Bei offener Wartungstür können die Bewegungen nur in Schleichfahrt gefahren werden.

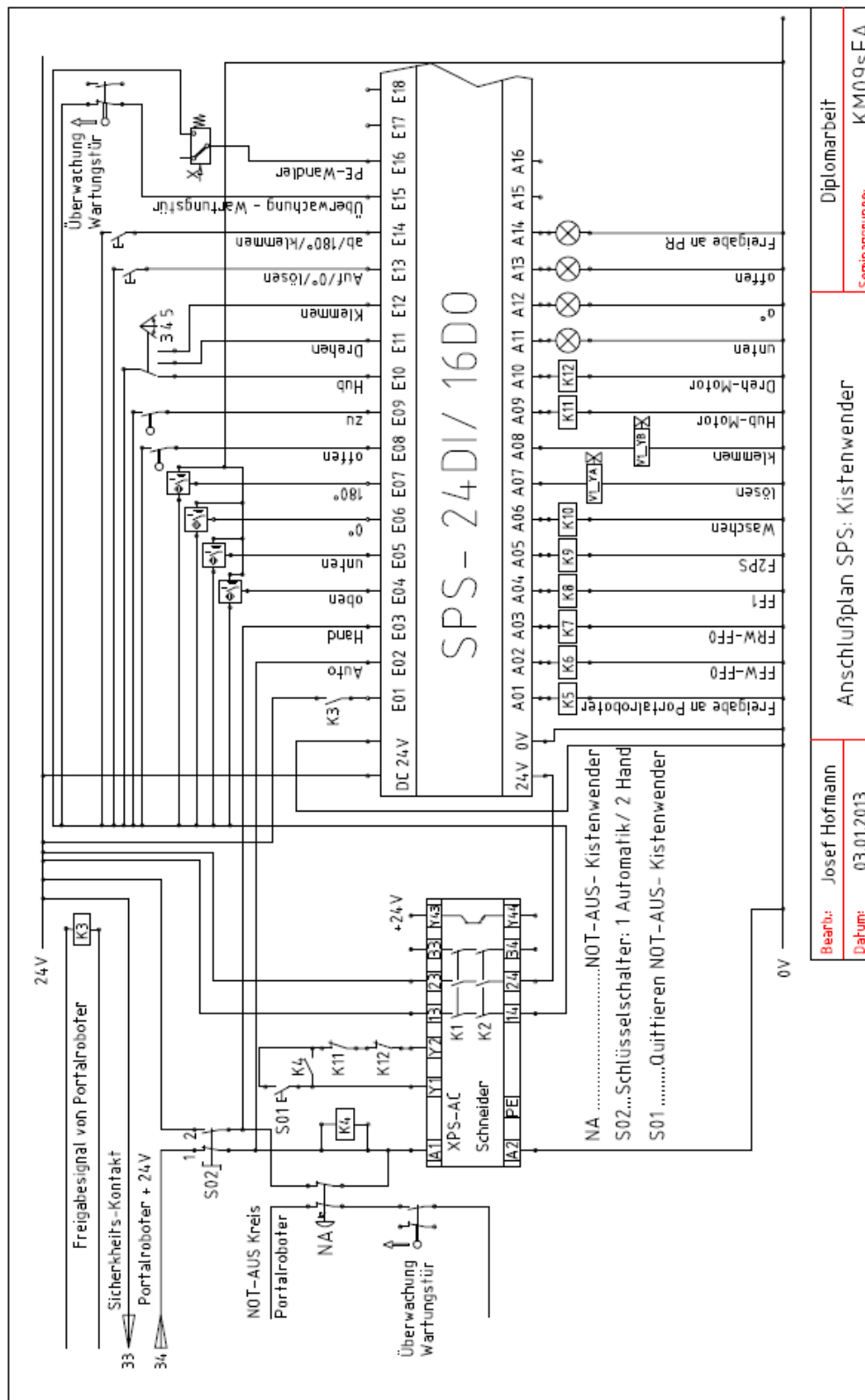


Abbildung 67: Anschlußplan SPS

Im Anschlußplan FU und Motoren Abbildung 68 sieht man wie der Frequenzumrichter¹⁴ über die Digitalen Eingänge angesteuert wird. Die Eingänge „Vorwärts“ und „Rückwärts“ sind gegenseitig verriegelt, denn ein gleichzeitiges ansteuern bedeutet ein „Stopp“.

Auch die beiden Motoren können nie gleichzeitig laufen.

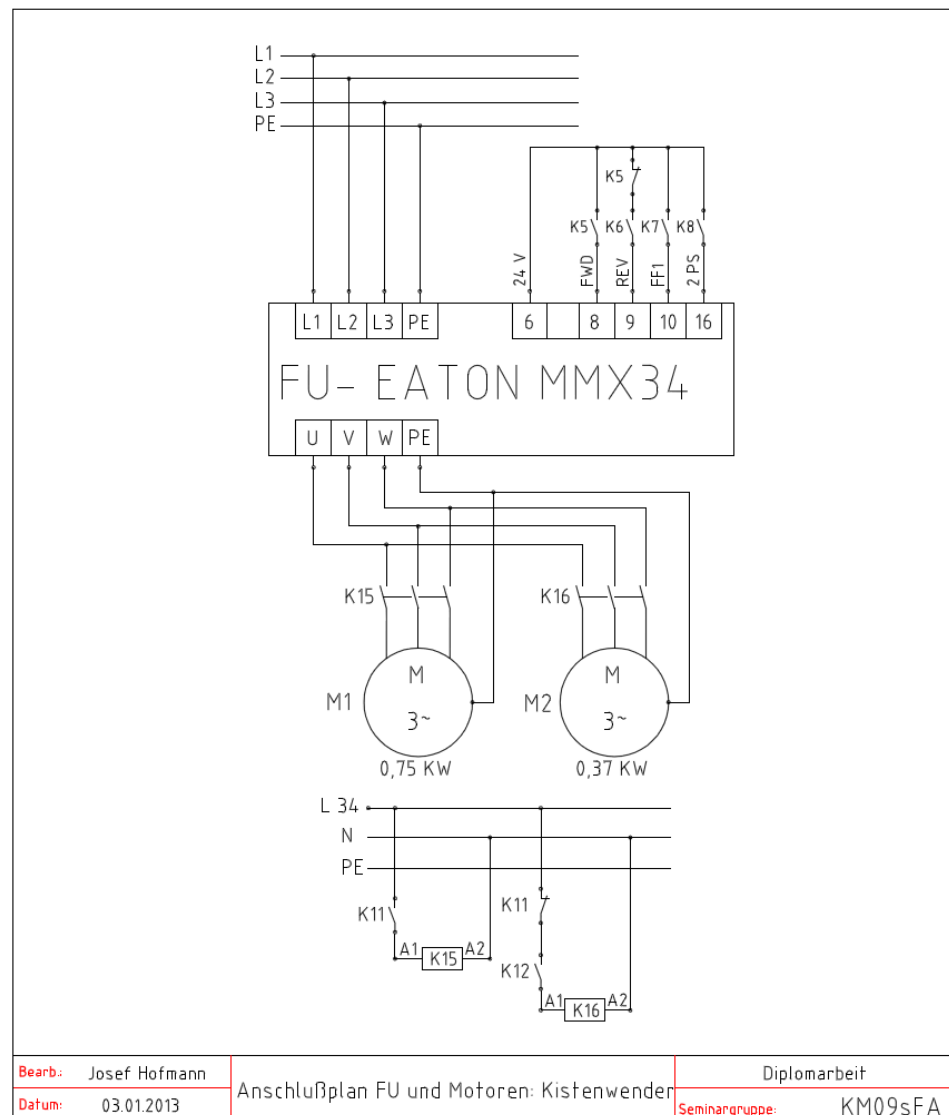
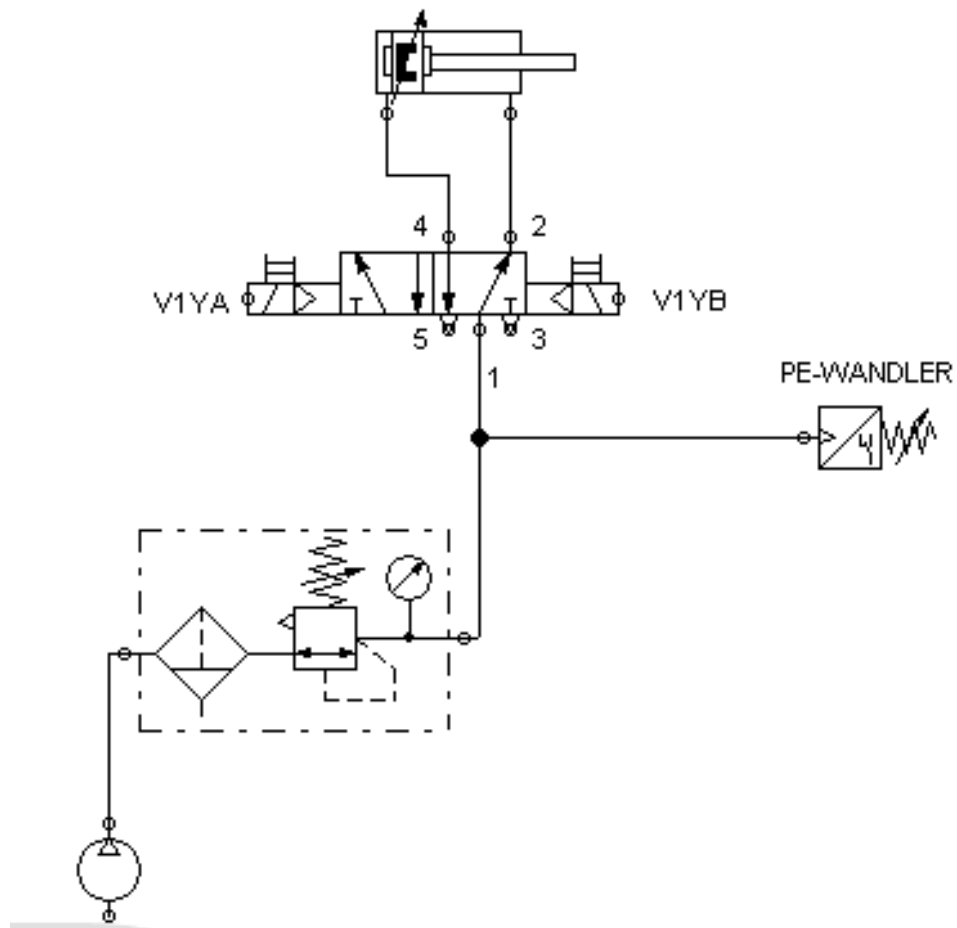


Abbildung 68: Anschlußplan FU und Motoren

¹⁴ Betriebsanleitung: M-Max Frequenzumrichter; EATON

8.5 Anschlussplan Pneumatik

Dieser Anschlussplan wurde mit der Demoversion „Fluidsim“ von Festo erstellt.



9 Literaturverzeichnis

Rieg/Kaczmarek, 2006

Rieg, Frank; Kaczmarek, Manfred: „Taschenbuch der Maschinenelemente“, Fachbuchverlag Leipzig im Carl Hanser Verlag; 2006 Carl Hanser Verlag München Wien

Böge, 2011

Böge, Alfred: „Handbuch Maschinenbau“, 20. Auflage Vieweg + Teubner Verlag; Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2011

DUBBEL, 2007

Grote, Karl-Heinrich; Feldhusen, Jörg: „DUBBEL, Taschenbuch für den Maschinenbau“, 22. Auflage Springer Berlin Heidelberg New York, 2007

Roloff/Matek. 1976

Roloff, Hermann; Matek, Wilhelm: „Maschinenelemente“, 7. Auflage; Friedrich Vieweg & Sohn; Verlagsgesellschaft mbH, Braunschweig 1976

<http://www.durwen.de/de/klammergeraete/drehbare-ballenklammer-dpbk.html>
verfügbar am: 23.12.12; um 09:45

http://medias.schaeffler.de/medias/de!hp.ec.br.pr/VLI20*VLI200414-N;b6c6mo9Bssp4
verfügbar am: 25.12.2012; um: 8:50

[http://www.winkel.de/no_cache/produkte/komponenten/kombirollen-profile-von-01-100-t/antriebskomponenten/zahnraeder-mit-gefraester-verzahnung/?sword_list\[0\]=zahn%C3%A4der](http://www.winkel.de/no_cache/produkte/komponenten/kombirollen-profile-von-01-100-t/antriebskomponenten/zahnraeder-mit-gefraester-verzahnung/?sword_list[0]=zahn%C3%A4der)
verfügbar am: 26.12.2012; um: 10:45

Betriebsanleitung

Betriebsanleitung; M-Max, Frequenzumrichter EATON

URL: <ftp://ftp.moeller.net/DOCUMENTATION/AWB_MANUALS/MN04020001Z_DE.pdf>
verfügbar am: 12.12.2012

Datenblatt

Fa. STASTO Ing. Stocker KG (AT):

URL:< https://ecom2.stasto.com/oc/_common/data/datenblaetter/E52W1SM18_DE.pdf>
Verfügbar am: 22.12.2012; um 15:30

“Technische Grundlagen Wellenführungen”

URL:<<http://medias.ina.de/medias/de!hp.tg/;alknHH3Qb0C->>

Verfügbar am: 18.11.2012; um 18:30

10 Anlagen

10.1	Drehverbindung und Flanschlager.....	A-I
10.2	Antriebskomponenten.....	A-VI
10.3	Sensor, Profilmagnetzylinder und Pneumatikventil	A-IX
10.4	Ablaufplan.....	A-XIV

10.1 Drehverbindung und Flanschlager

Bildschirmdruck Produktdaten Schäffler Drehverbindung

http://medias.schaeffler.de/medias/de!hp.ec.br.pr/VLI20*VLI200414-N;bQFQ_j8c-4P-

Vierpunktlager - VLI200414-N - Mozilla Firefox

stei Bearbeiten Ansicht Chronik Lesezeichen Extras Hilfe

Vierpunktlager - VLI200414-N

medias.schaeffler.de/medias/de!hp.ec.br.pr/VLI20*VLI200414-N;aw7AnXHm6y9

medias® SCHAEFFLER

www.juk.com | www.ina.com | www.fag.com | Kontakt | Impressum | Nutzungsbedingungen | Info

Sprache: Deutsch

Anfrageliste [0]

Suche

Wälzlager, Gleitlager, Zubehör

Linearführungen

Auswahlstentzen

Lagerauswahl

Linearauswahl

Gehäuseauswahl

Anwendungsbeispiele

Schmierstoffauswahl

Grundlagen

Lexikon

Vergleichsliste Kurzzeichen

medias® campus

medias® interchange

Hilfe

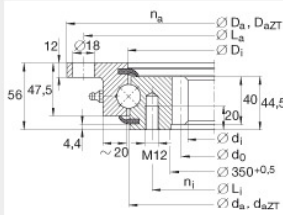
medias® Gadget

medias® Home => Wälzlager, Gleitlager, Zubehör => VLI20 => VLI200414-N

Baureihenauswahl Produktauswahl **Produktdaten** Beschreibung Berechnung CAD Anfrageliste Datenblatt

Vierpunktlager VLI200414-N

leichte Reihe 20, innenverzahnt, beidseitig Lippendichtung



d_i	325 mm	
D_a	518 mm	Toleranz: -0,5
$D_a ZT$	516 mm	gilt für Lager mit Zentrierung (Nachsetzzeichen ZT) Zentrierlängen (siehe Maßzeichnung) Toleranz: -IT8
D_i	415,5 mm	Toleranz: +0,5
d_0	335 mm	
d_a	412,5 mm	Toleranz: -0,5
$d_a ZT$	411 mm	gilt für Lager mit Zentrierung (Nachsetzzeichen ZT) Zentrierlängen (siehe Maßzeichnung) Toleranz: -IT8
H	56 mm	
L_a	490 mm	
L_i	375 mm	
m	5 mm	Modul der Verzahnung
n_a	8	Anzahl der Befestigungsbohrungen am Außenring
n_i	12	Anzahl der Befestigungsbohrungen am Innenring
z	67	Anzahl der Zähne
m	27,5 kg	Gewicht
$F_{r per}$	49600 N	max. zulässige Radialbelastung gegen Reibschluss
$F_{z norm}$	17700 N	max. zulässige Zahnkraft (Zahnfußdauerfestigkeit)
$F_{z max}$	26200 N	max. zulässige Zahnkraft gegen Zahnbruch im Zahnfuß
C_a	169000 N	dynamische Tragzahl, axial
C_{Da}	295000 N	statische Tragzahl, axial
C_r	111000 N	dynamische Tragzahl, radial
C_{Dr}	110000 N	statische Tragzahl, radial
		4 Kegelschmiernippel, DIN 71412-A S8x1, gleichmäßig am Umfang verteilt
		Lager sind auch ohne Bohrungen in den Lagerringen lieferbar.

▼ Zuletzt angesehen

Berechnung der Drehverbindung

Bildschirmdruck: Eingaben und Ergebnisse aus dem Berechnungsprogramm vom Hersteller der Drehverbindung: Berechnung durchgeführt 25.12.12

<http://medias.schaeffler.de/medias/calc/data/output/1356346148625.htm;aw7AnXHlm6y9>

medias®

SCHAEFFLER

Lebensdauerberechnung nach Katalog 404

Berechnung / Einbauvorschlag

Datum: 2013-01-07 15:24:17

Für diese Unterlage behalten wir uns alle Rechte vor, auch für den Fall der Patenterteilung oder Gebrauchsmustereintragung. Die Unterlage ist vertraulich zu behandeln. Ohne unsere schriftliche Zustimmung darf weder die Unterlage selbst, noch Vervielfältigungen davon oder sonstige Wiedergaben des vollständigen oder auszugsweisen Inhalts Dritten zugänglich gemacht werden oder durch den Empfänger in anderer Weise missbräuchlich verwertet werden. Basis der Ausarbeitung der Unterlage sind Ihre oben angeführten Vorgaben und unsere Annahmen. Unsere Angaben berücksichtigen diejenigen Risiken, die uns auf Grund der von Ihnen zur Verfügung gestellten Vorgaben erkennbar waren. Die Erarbeitung der Unterlage erfolgt ausschließlich im Zusammenhang mit dem Erwerb unserer Produkte. Die Ergebnisse der Unterlage sind sorgfältig und nach dem Stand der Technik erarbeitet, stellen jedoch im juristischen Sinne keine Beschaffenheits- oder Haltbarkeitsgarantie dar und ersetzen nicht die von Ihnen zu verifizierende Eignung. Wir haften für die Angaben in der Unterlage nur im Falle von Vorsatz und Fahrlässigkeit. Ist die Unterlage Bestandteil einer Liefervereinbarung gelten die dort vereinbarten Haftungsregeln.

Inhaltsverzeichnis

- 1 Allgemeine Hinweise
- 2 Eingaben
- 3 Ergebnisse

1 Allgemeine Hinweise

Die nachfolgende Lebensdauerabschätzung erfolgt ohne Berücksichtigung der Schmierungs- und Betriebsverhältnisse. Bedingt durch den Einbau der Anschlusskonstruktion und den Schmierungs- und Umweltbedingungen können sich in der Praxis erheblich abweichende Ergebnisse einstellen.

Zur Schmierung und Wartung verweisen wir auf die medias-CD. Eine Einbau- und Wartungsanleitung liegt jeder Drehverbindung bei Lieferung bei.

Zur Vereinfachung wird die Radialbelastung so angesetzt, dass sich das ungünstigste Lastverhältnis für die Drehverbindung ergibt.

Das Reibmoment der Drehverbindung hängt von einer Vielzahl von Einflussfaktoren wie Schmierung, Lagerspiel, Dichtungsreibung, Einbau, Verformung der Anschlusskonstruktion usw. ab, so dass der ermittelte Wert nur als Anhaltswert dienen kann.

Zur Dimensionierung des Drehantriebs sollte vom doppelten rechnerisch ermittelten Reibmoment ausgegangen werden.

Sollten wesentlich niedrigere Reibmomente erforderlich sein, sprechen Sie bitte den INA-Ingenieurdienst an.

Die Angaben der Tragfähigkeit der Verzahnung beziehen sich nur auf den Zahnfuß. In der Zahnflanke können unter der statischen Belastung leichte plastische Verformungen bzw. leichte Pittings unter der Normallast im Dauerbetrieb auftreten. Diese Erscheinungen sind für die üblichen Anwendungen zulässig. Werden besondere Lebensdauerforderungen bezüglich der Verzahnung gestellt, so wenden Sie sich bitte an den INA-Ingenieurdienst. Reichen die zulässigen Zahnkräfte nicht aus, wählen Sie eine Baugröße mit höheren zulässigen Zahnkräften oder setzen Sie z.B. 2 Antriebe ein.

Workpad PL... 10.10.10.2.txt

medias@ online - Mozilla Firefox

Datei Bearbeiten Ansicht Chronik Lesezeichen Extras Hilfe

Vierpunktlager - VLI200414-N x medias@ online x Hilfe medias Berechnungspr... x medias@ online +

medias.schaeffler.de/medias/calc/data/output/1356422034234.htm;aw7AnXHm6y9 ☆ ▼ ↻ technische Grundlagen

[Lebensdauerberechnung](#)
[Berechnung / Eingabe](#)
[Inhaltsverzeichnis](#)
[1 Allgemeine Hinweise](#)
[2 Eingaben](#)
[Lager](#)
[Verzahnung](#)
[Lastfall 1](#)
[3 Ergebnisse](#)
[Lastfall 1](#)
[Lager](#)

2 Eingaben

Lager

Bezeichnung	VLI200414-N	
Mittendurchmesser	dM	414.000 mm
Statische Tragzahl, radial	CO_r	110000 N
Statische Tragzahl, axial	CO_a	295000 N
Dynamische Tragzahl, radial	C_r	111000 N
Dynamische Tragzahl, axial	C_a	169000 N
Anwendungsfaktor	fa	1.00

Verzahnung

Teilkreisdurchmesser	d0	335.00 mm
----------------------	----	-----------

Lastfall 1

Zeitanteil	q	100.000 %
Art der Bewegung	oszillierend	
Schwenkwinkel	phi	180 °
Schwenkfrequenz	n_osc	1.0 1/min
Kraft in x-Richtung	Fx	500.00 N
Kraft in y-Richtung	Fy	2500.00 N
Moment um x-Achse	Mx	200.000 N m
Moment um y-Achse	My	1140.000 N m

3 Ergebnisse

Lastfall 1

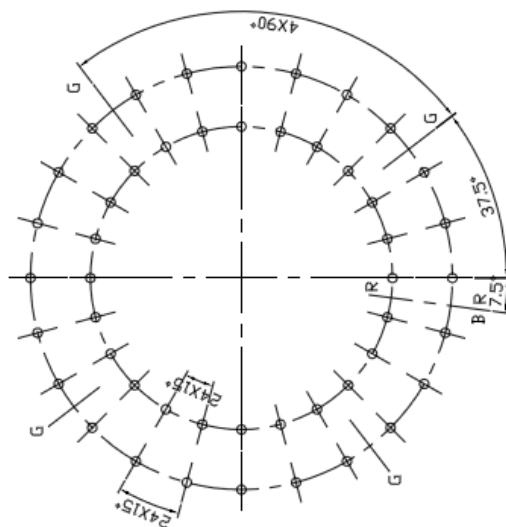
Lebensdauer für den Lastfall in Stunden (nominell)	Lh10_i	> 1000000 h
Statische Tragsicherheit, Laufbahn	SO	12.3
Reibmoment	Mr	55 N m

Lager

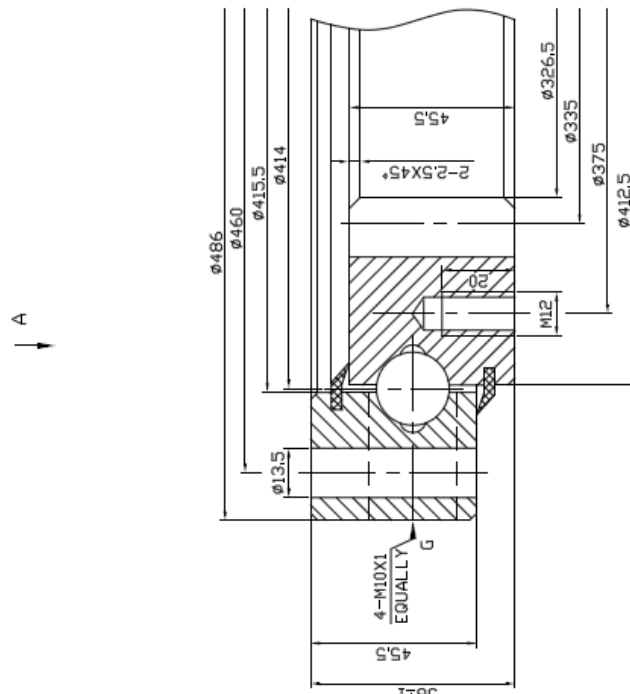
Gesamtlebensdauer in Stunden (nominell)	Lh10	> 1000000 h
Minimale statische Tragsicherheit, Laufbahn	SO_min	12.3
Maximales Reibmoment	Mr_max	55 N m

www.ina.com
www.fag.de
 2012-12-25 08:53:49 (8.0)

Zeichnung der günstigen Drehverbindung:



Technical requirement:
Undated chamfer angle: 1X45°.

[illegible]

Produktdaten Vierlochflanschlager:

26.12.2012; 18:30

http://medias.schaeffler.de/medias/de!hp.ec.br.pr/PCJY*PCJY35-N;aZ1nSpG7kMv9

Gehäuseeinheiten - PCJY35-N - Mozilla Firefox

Werkzeugkasten: Bearbeiten Ansicht Chronik Lesezeichen Extras Hilfe

Willkommen! x x x Gehäuseeinheiten - PCJY35-N x +

medias.schaeffler.de/medias/de!hp.ec.br.pr/PCJY*PCJY35-N;aZ1nSpG7kMv9

medias®-professional – Produkt

medias® SCHAEFFLER

www.juk.com | www.ina.com | www.fag.com | Kontakt | Impressum | Nutzungsbedingungen | Info

Anfrageliste [0]

Sprache: Deutsch

Suche:

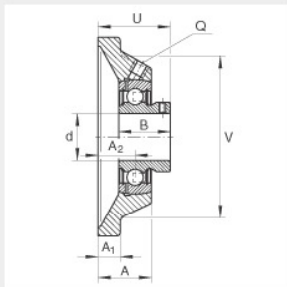
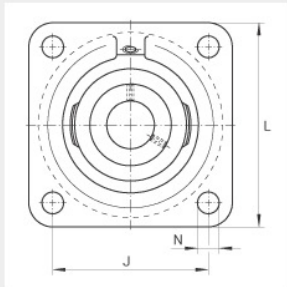
medias® Home ⇒ Wälzlager, Gleitlager, Zubehör ⇒ PCJY ⇒ PCJY35-N

Baureihenwahl Produktauswahl **Produktdaten** Beschreibung Berechnung CAD Anfrageliste Datenblatt

Gehäuseeinheiten PCJY35-N

Vierloch-Flanschlager-Gehäuseeinheiten, Grauguss, Gewindestifte im Innenring, P-Dichtung

→j Zubehör

d	35 mm
L	118 mm
U	46,45 mm
A	30,5 mm
A ₁	12,5 mm
A ₂	21 mm
B	35 mm
J	92 mm
N	14 mm
Q	Rp 1/8
V	100 mm

m	1,38 kg	Gewicht
C _r	25500 N	dynamische Tragzahl, radial
C _{0r}	15300 N	statische Tragzahl, radial
	GG.CJ07-N	Bezeichnung des Gehäuses
	GAY35-NPP-B	Bezeichnung des Lagers
	KASK07	Lagerschutzkappe, geschlossene Ausführung. Separat bestellen.
		Nut für Lagerschutzkappe

↓ F_r F_a F_a →

Start Posteingang - Mozilla Th... Kistenwender_Hofma... Kistenwender_Hofmann... Berechnungsunterlagen Konzeption zur rationalisi... Zahnräder

10.2 Antriebskomponenten

Schneckengetriebemotor für die Drehung:

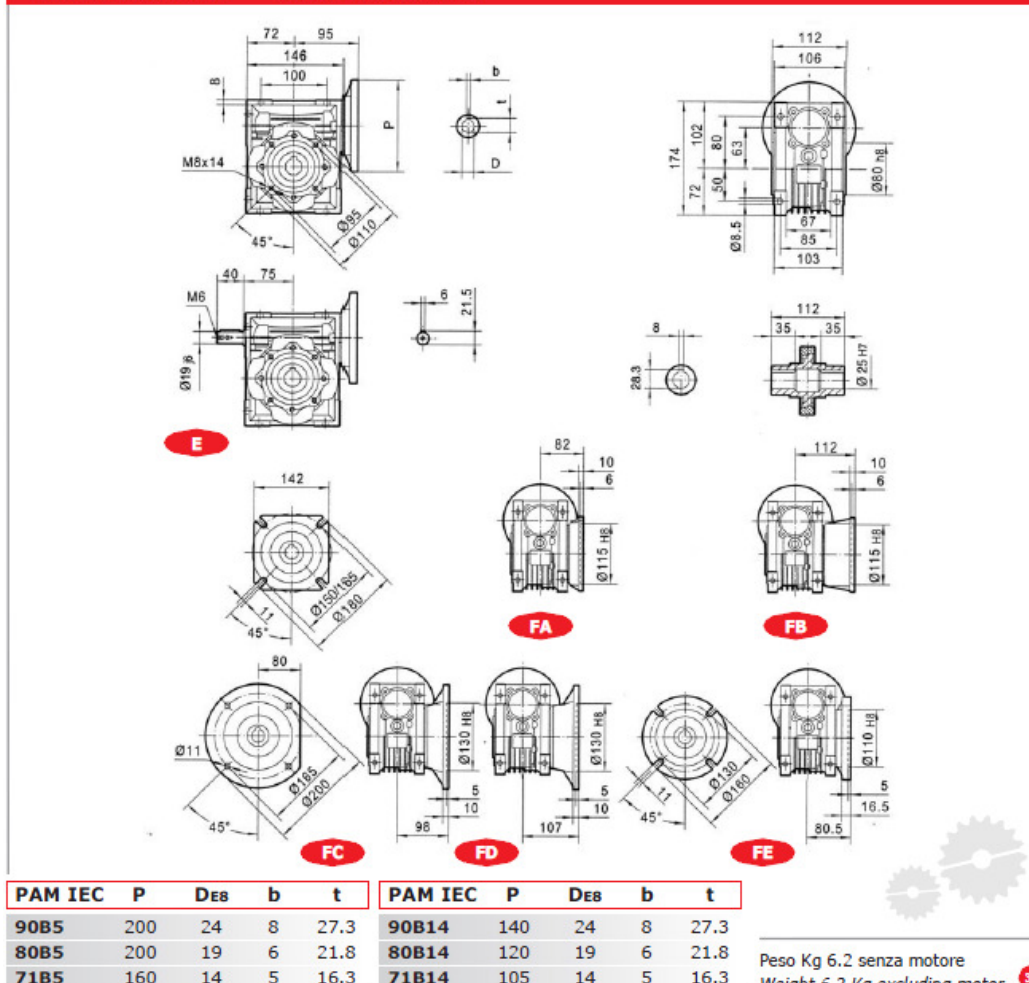
Auszug aus TAT Katalog Schneckengetriebe CHM 2011.p

CHM 063

PRESTAZIONI CON MOTORI A 4 POLI - 1400 GIRI ENTRATA
PERFORMANCE WITH 4-POLE MOTORS - 1400 REVS. INPUT

TIPO	i=ratio	n2 r/min	Kw=P1	Nm=T2	f.s.	Pred. attacco motore possibili	
TYPE	i=ratio	n2 r/min	Kw=P1	Nm=T2	f.s.	Possible types of motor connections	
CHM 063	7.5	186.7	1.50	67.4	1.8	90/80	B5/B14
	10	140.0	1.50	88.6	1.4	90/80	B5/B14
	15	93.3	1.50	126	1.19	90/80	B5/B14
	20	70.0	1.50	164	0.8	90/80	B5/B14
	25	56.0	1.10	145	0.9	90/80	B5/B14
	30	46.7	1.10	165	1.0	90/80	B5/B14
	40	35.0	0.75	143	1.0	80/71	B5/B14
	50	28.0	0.55	122	1.1	80/71	B5/B14
	60	23.3	0.55	138	0.9	80/71	B5/B14
	80	17.5	0.37	114	1.1	80/71	B5/B14
	100	14.0	0.37	127	0.9	71	B5/B14

DIMENSIONI - DIMENSIONS



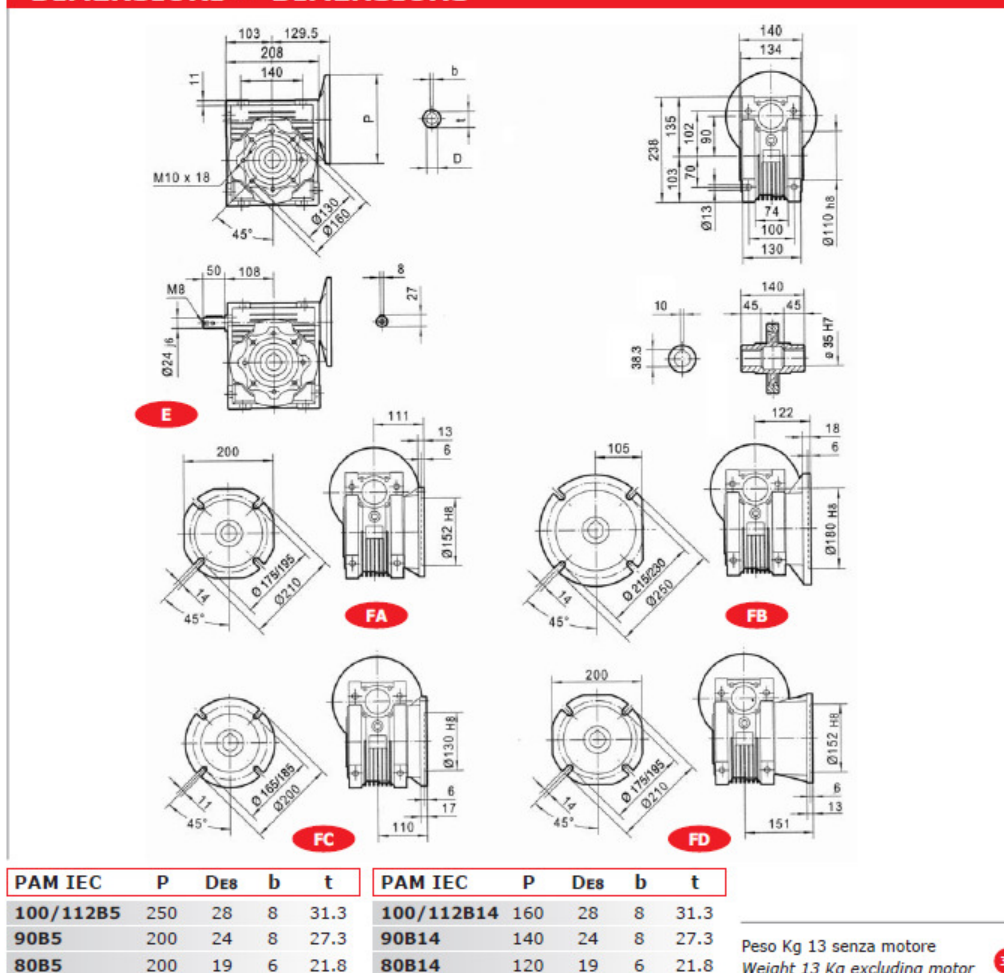
Schneckengetriebemotor für den Hub:

CHM 090

PRESTAZIONI CON MOTORI A 4 POLI - 1400 GIRI ENTRATA
PERFORMANCE WITH 4-POLE MOTORS - 1400 REVS. INPUT

TIPO	i=ratio	n2 r/min	Kw=P1	Nm=T2	f.s.	Pred. attacco motore possibili	
TYPE	i=ratio	n2 r/min	Kw=P1	Nm=T2	f.s.	Possible types of motor connections	
CHM 090	7.5	186.7	4.00	184	1.5	100/90	B5/B14
	10	140.0	4.00	242	1.3	100/90	B5/B14
	15	93.3	4.00	351	1.1	100/90	B5/B14
	20	70.0	4.00	456	0.8	100/90	B5/B14
	25	56.0	3.00	417	0.8	100/90	B5/B14
	30	46.7	3.00	478	0.9	100/90	B5/B14
	40	35.0	1.50	306	1.2	90/80	B5/B14
	50	28.0	1.50	367	1.0	90/80	B5/B14
	60	23.3	1.50	421	0.8	90/80	B5/B14
	80	17.5	0.75	257	1.1	80	B5/B14
	100	14.0	0.75	300	0.9	80	B5/B14

DIMENSIONI - DIMENSIONS



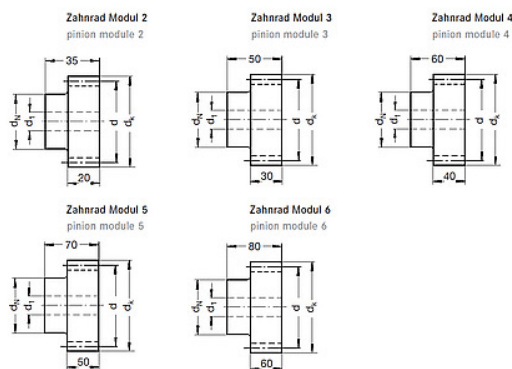
Auswahlblatt Zahnrad und Zahnstange der Fa. Winkel: Bildschirmdruck am 26.12.2012 um 10:45

[http://www.winkel.de/no_cache/produkte/komponenten/kombirollen-profile-von-01-100-t/antriebskomponenten/zahnraeder-mit-gefraester-verzahnung/?sword_list\[0\]=zahn%C3%A4der](http://www.winkel.de/no_cache/produkte/komponenten/kombirollen-profile-von-01-100-t/antriebskomponenten/zahnraeder-mit-gefraester-verzahnung/?sword_list[0]=zahn%C3%A4der)

birollen-profile-von-01-100-t/antriebskomponenten/zahnraeder-mit-gefraester-verzahnung/?sword_list[0]=zahnraeder

[Info](#) [Dimensionierung](#) [3D](#) [CAD](#) [zurück](#) [Druckansicht](#)

gerade verzahnt, Verzahnung gefräst, 20° Eingriffswinkel, Stahl C 45 (Werkstoff-Nr. 1.0503).
Verzahnungsqualität 9 e 25.



Typ	Artikel-Nr.	Anzahl Zähne z	d mm	d _K mm	d ₁ mm	d _N mm	M1 max. Nm	M2 max. Nm	M3 max. Nm	Gewicht kg
Mod. 2	218.502.020	20	40	44	9	30	14	28	75	0,22
Mod. 2	218.502.024	24	48	52	12	35	24	43	120	0,39
Mod. 2	218.502.030	30	60	64	12	40	44	74	152	0,5
Mod. 2	218.502.035	35	70	74	12	50	70	110	170	0,67
Mod. 3	218.503.015	15	45	51	14	35	13	41	87	0,41
Mod. 3	218.503.017	17	51	57	14	42	21	70	148	0,67
Mod. 3	218.503.023	23	69	75	14	50	76	132	350	1,1
Mod. 3	218.503.025	25	75	81	14	60	97	168	440	1,35
Mod. 4	218.504.017	17	68	76	16	50	60	175	365	1,3
Mod. 4	218.504.019	19	76	84	16	60	100	225	545	1,7
Mod. 4	218.504.023	23	92	100	16	75	190	338	950	2,6
Mod. 5	218.505.017	17	85	95	20	70	120	350	730	2,2
Mod. 5	218.505.021	21	105	115	20	70	280	560	1370	3,8
Mod. 5	218.505.023	23	115	125	20	80	380	675	1575	4,7
Mod. 6	218.506.021	21	126	138	20	90	510	970	2450	6,7
Mod. 6	218.506.025	25	150	162	20	110	870	1400	2950	9,6

M1 max. für Zahnstange und Zahnrad ungehärtet

M2 max. für Zahnstange ungehärtet und Zahnrad gehärtet

M3 max. für Zahnstange und Zahnrad gehärtet

• Weitere Bearbeitungen (Bohrung ausdrehen, nuten, härten etc.) auf Anfrage.

im Katalog auf Seite 125

10.3 Sensor, Profilmagnetzylinde und Pneumatikventil

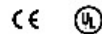
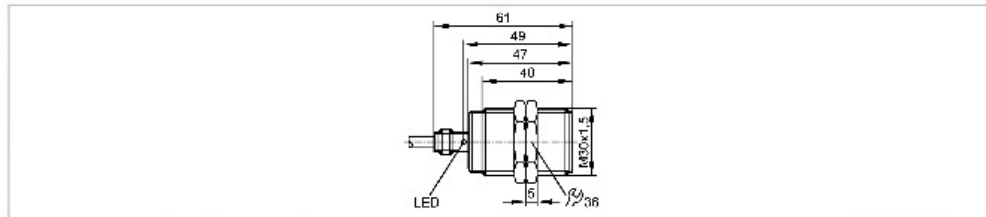
Datenblatt Teil 1: Induktiver Sensor

efector100®

II7104

IIK3010-BPKG/II/2M

Induktive Sensoren



Made in Germany

Produktmerkmale

Induktiver Sensor
Metallgewinde M30 x 1,5
Anschlussleitung
Schaltabstand 10 mm; [b] bündig einbaubar

Elektrische Daten

Elektrische Ausführung	DC PNP
Betriebsspannung [V]	15...30 DC
Stromaufnahme [mA]	< 15
Schutzklasse	III
Verpolungsschutz	ja

Ausgänge

Ausgangsfunktion	Schließer
Spannungsabfall [V]	< 2,5
Reststrom [mA]	< 0,1
Strombelastbarkeit [mA]	100
Kurzschlusschutz	getaktet
Überlastfest	ja
Schaltfrequenz [Hz]	200

Erfassungsbereich

Schaltabstand [mm]	10
Realschaltabstand (Sr) [mm]	10 ± 10 %
Arbeitsabstand [mm]	0...8,1

Genauigkeit / Abweichungen

Korrekturfaktoren	Stahl (St37) = 1 / V2A ca. 0,7 / Ms ca. 0,4 / Al ca. 0,4 / Cu ca. 0,3
Hysterese [% von Sr]	1...20
Schaltpunktdrift [% von Sr]	-10...10

Umgebungsbedingungen

Umgebungstemperatur [°C]	-25...70
Schutzart	IP 67

Zulassungen / Prüfungen

EMV	EN 61000-4-2 ESD: 4 kV CD / 8 kV AD EN 61000-4-3 HF gestrahlt: 10 V/m (80...2000 MHz) EN 61000-4-4 Burst: 2 kV EN 61000-4-6 HF leitungsgebunden: 3 V (0,15...80 MHz) EN 55011 (Emission): Klasse B IEC 255-5: 1 kV (line to line, Ri: 500 Ohm)
-----	---

Datenblatt Teil 2: Induktiver Sensor

efector100®**II7104**

IIK3010-BPKG/II2M

Induktive Sensoren

MTTF	[Jahre]	1110
------	---------	------

Mechanische Daten

Einbauart	bündig einbaubar
-----------	------------------

Gehäusewerkstoffe	Gehäuse: Messing vernickelt; aktive Fläche: PBT; Befestigungsmuttern: Messing
-------------------	---

Gewicht	[kg]	0,182
---------	------	-------

Anzeigen / Bedienelemente

Schaltzustandsanzeige	LED	gelb
-----------------------	-----	------

Elektrischer Anschluss

Anschluss	PVC-Kabel / 2 m; 3 x 0,34 mm ² ; Ø 4,9 mm
-----------	--

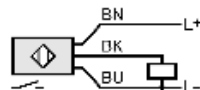
Anschlussbelegung

Adernfarben

BK schwarz

BN braun

BU blau

**Zubehör**

Zubehör (mitgeliefert)	2 Befestigungsmuttern
------------------------	-----------------------

Bemerkungen

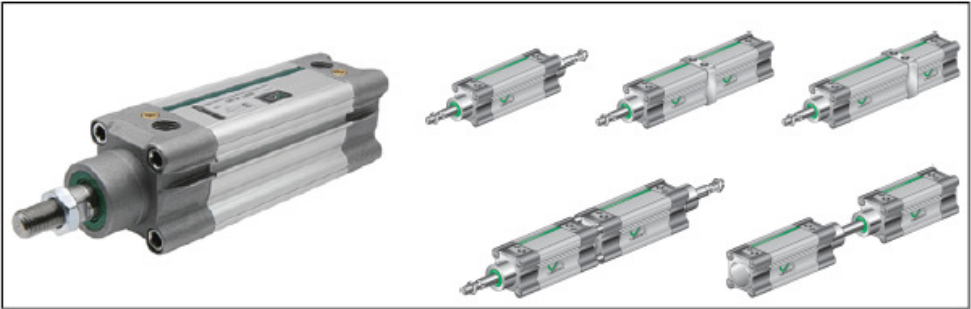
Verpackungseinheit	[Stück]	1
--------------------	---------	---

Datenblatt: Profilmagnetzylinder

https://ecom2.stasto.com/oc/_common/data/datenblaetter/NWT3225_DE.pdf

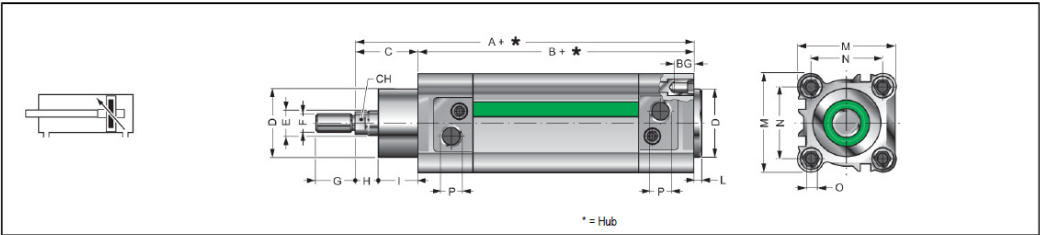


Profilmagnetzylinder VDMA - ISO 15552
Serie NWT



Bauart	Profilmagnetzylinder gemäß VDMA - ISO 15552
Köpfe	Hochdruckguss Aluminiumlegierung
Kolbenstange	Edelstahl X20Cr13 rolliert
Zylinderrohr	Aluminiumprofil hart anodisiert
Dichtungen	Polyurethan
Endlagendämpfung	pneumatisch, einstellbar
Anschlag	mechanisch
Umgebungstemperatur	-10°C bis +80°C (-10°C bis +150°C für Ausführung Viton komplett)
Mediumtemperatur	0°C bis +40°C
Schmierung	nicht notwendig
Medium	gefilterte Druckluft
maximaler Betriebsdruck	10 bar
Lieferumfang	inkl. Kolbenstangenmutter
Sonderausführungen	ATEX, für explosionsgefährdeten Bereich
Hinweis	technische Unterlagen für Zubehör siehe eigenes Datenblatt, CAD-Dateien sind im STASTO-OnlineKatalog unter www.stasto.com erhältlich

NWT ../... doppeltwirkend



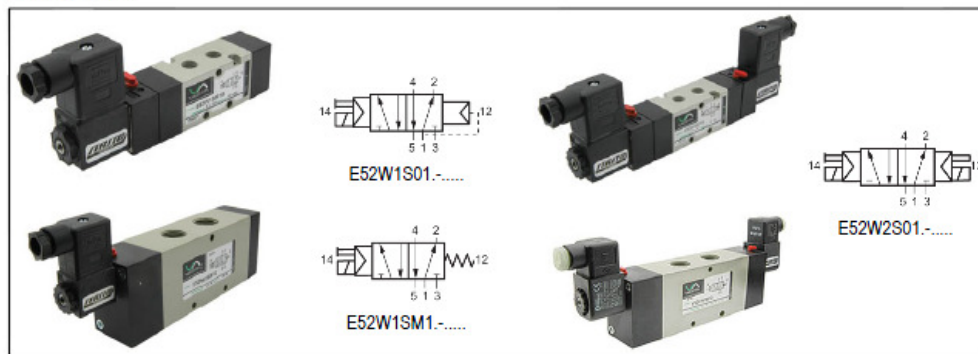
Ø	A	B	C	D	E	F	G	H	I	L	M	N	O	P	BG	CH	Type
32	120	94	26	30	12	M10x1,25	20	8	18	4	45	32,5	M6	G 1/8	16	10	NWT32/...
40	135	105	30	35	16	M12x1,25	24	8,5	21,5	4	54	38	M6	G 1/4	16	13	NWT40/...
50	143	106	37	40	20	M16x1,5	32	9	28	4	64	46,5	M8	G 1/4	16	17	NWT50/...
63	158	121	37	45	20	M16x1,5	32	8,5	28,5	4	75	56,5	M8	G 3/8	16	17	NWT63/...
80	174	128	46	45	25	M20x1,5	40	11,5	34,5	4	93	72	M10	G 3/8	18	21	NWT80/...
100	189	138	51	55	25	M20x1,5	40	13	38	4	110	89	M10	G 1/2	18	21	NWT100/...
125	225	160	65	60	30	M27x2	54	30	35	5	142	110	M12	G 1/2	22	27	NWT125/...

Datenblatt: 5/2 Wege Magnetventil; Teil 1

https://ecom2.stasto.com/oc/_common/data/datenblaetter/E52W1SM18_DE.pdf



5/2-Wege Magnetventil - vorgesteuert 1/8" bis 1/2" Serie E52W



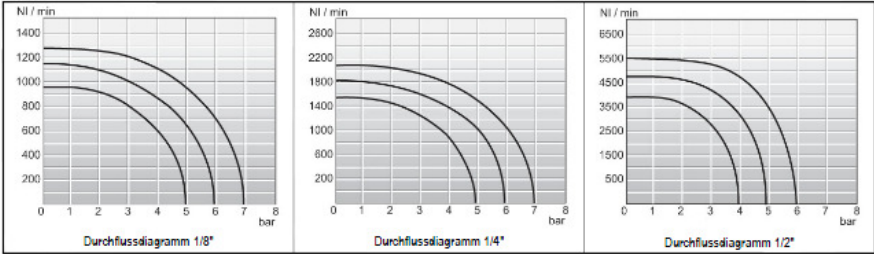
Bauart	5/2-Wege Magnetventil vorgesteuert, Betätigung elektrisch/interne Steuerluft, elektrisch/Feder bzw. elektrisch/elektrisch, Handnotbetätigung
Anschluss	G1/8" bis G1/2" nach ISO228/1
Werkstoffe	Körper Aluminium vernickelt, Schieber Aluminium, Dichtungen NBR
Befestigungsart	Durchgangsbohrungen im Ventilkörper
Einbaulage	beliebig
Medium	gefilterte und geölte oder ungeölte Druckluft
Mediumtemperatur	0°C bis +40°C
Umgebungtemperatur	-10°C bis +50°C
Elektrische Daten:	
Spulentyp	Type MS (Standardspule), Type EPC (ATEX ExmII T5) Steckerbreite 22mm
Standardspannung	220V/50-60Hz, 24V/50-60Hz, 24VDC
Sonderspannungen	110V/50-60Hz, 12VDC, weitere auf Anfrage
Zul. Spannungsschwankung	± 10%
Leistungsaufnahme	siehe Tabelle "Magnetspule"
Einschaltdauer	100% Einschaltdauer (Dauerbetrieb)
Schutzart	IP65 nach EN 60529 bei ordnungsgemäß montierter Gerätesteckdose (Schutz gegen Staubeintritt und Strahlwasser)
Hinweise:	
Anwendung	Bei Bestellung bitte Spannung und Stromart angeben
Lieferumfang	inkl. Gerätesteckdose Kabeleingang Pg9 technische Unterlagen für Grundplatte siehe eigenes Datenblatt CAD-Dateien sind im STASTO-OnlineKatalog unter www.stasto.com erhältlich

Typenschlüssel


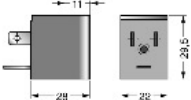
Betätigung elektrisch/interne Steuerluft, elektrisch/Feder				Betätigung elektrisch/elektrisch				
E52W1S	6	0	18 MS -	220/50-60Hz	E52W2S0	18	MS -	220/50-60Hz
	6 NC	0 elektrisch/interne Steuerluft	18 G1/8" MS Standardspule	220V/50-60Hz		18 G1/8"	MS Standardspule	220V/50-60Hz
	9 NO	M elektrisch/Feder	14 G1/4" EPC ATEX-Spule	110V/50-60Hz		14 G1/4"	EPC ATEX-Spule	110V/50-60Hz
			12 G1/2"	24V/50-60Hz		12 G1/2"		24V/50-60Hz
				24VDC				24VDC
				12VDC				12VDC

Datenblatt: 5/2 Wege Magnetventil: Teil 2

Durchflussdiagramm



Magnetspule MS

		Spannung	Leistungsaufnahme bei 20°C	Typ
		12V DC	2,5 W	MS01200
		24V DC	2,5 W	MS02400
		24V 50/60Hz	3,5 VA	MS02450
		110V 50/60Hz	3,5 VA	MS11050
		220V 50/60Hz	3,5 VA	MS22050

Details für Gerätesteckdose siehe eigenes Datenblatt

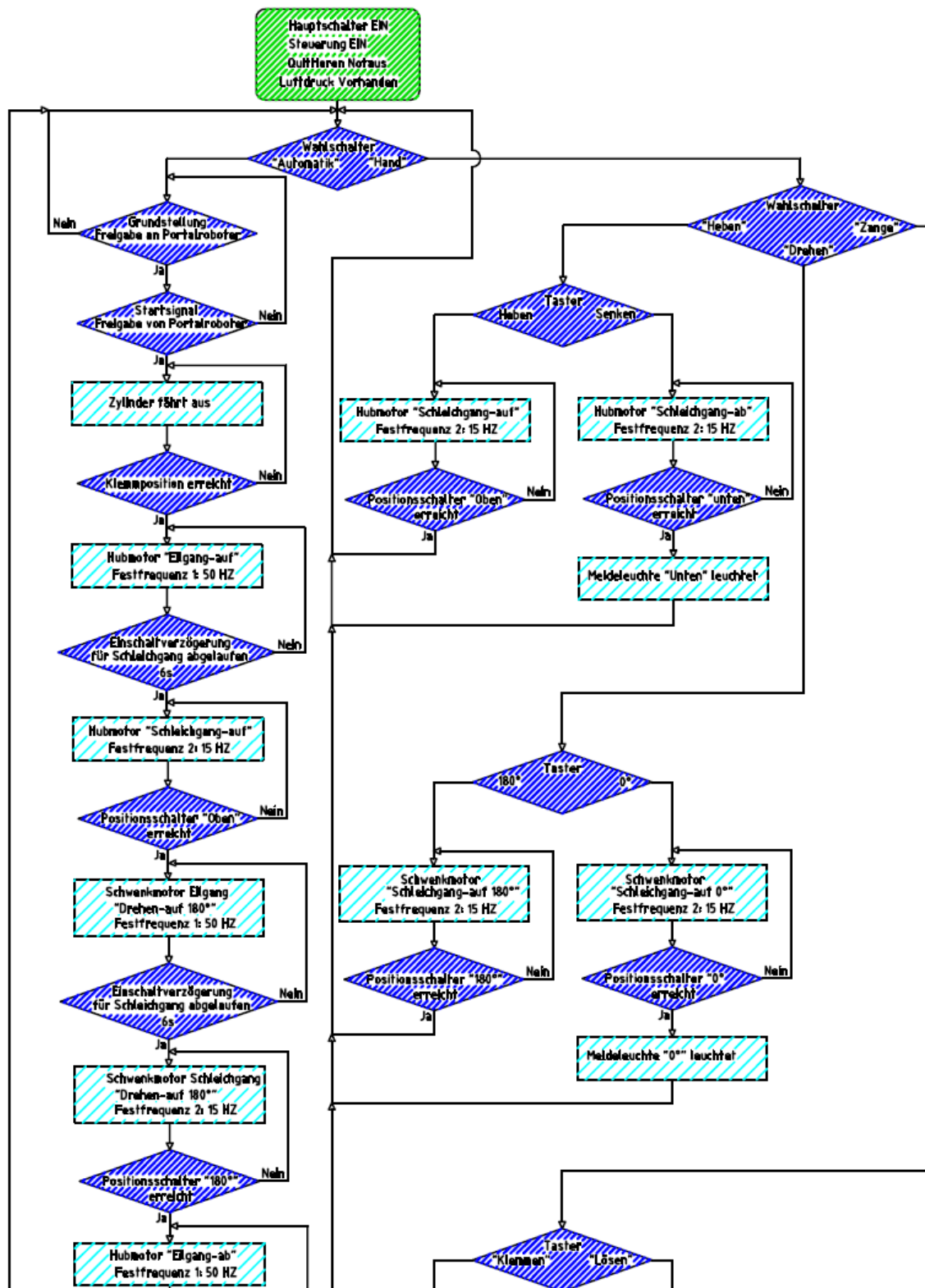
Schaltzeit, nominale max. Frequenz

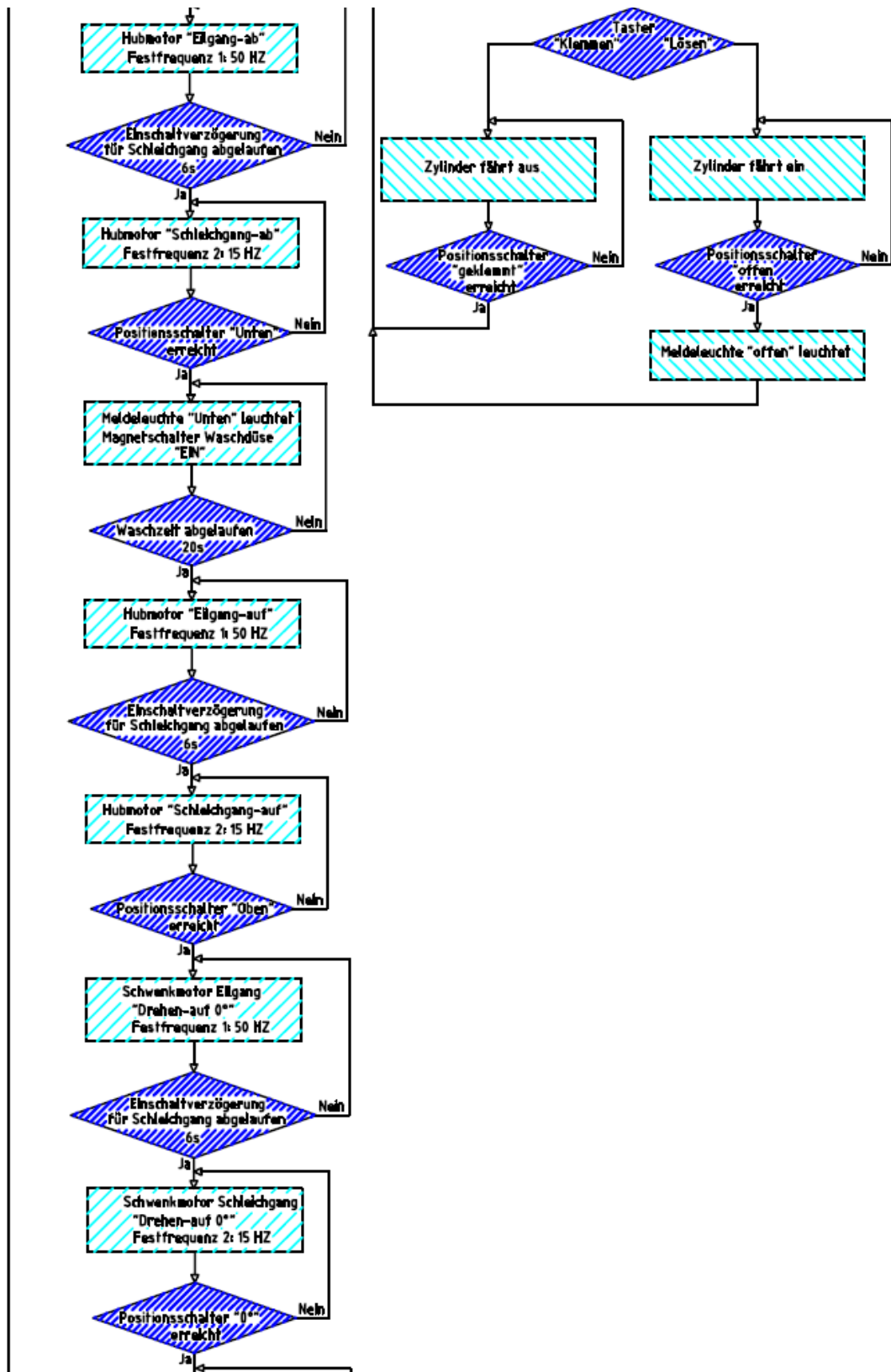
Anschluss G	Schaltzeit [ms]								nominale max. Frequenz [Hz]			
	E52W1S01.-MS...				E52W1SM1.-MS...				E52W1S01.-MS...		E52W1SM1.-MS...	
	AC EIN	AC AUS	DC EIN	DC AUS	AC EIN	AC AUS	DC EIN	DC AUS	AC	DC	AC	DC
G1/8"	10	20	17	24	17	21	19	34	29	17	13	13
G1/4"	18	33	21	44	19	35	21	46	16	13	11	11
G1/2"	47	58	49	58	47	60	49	60	11	10	8	8

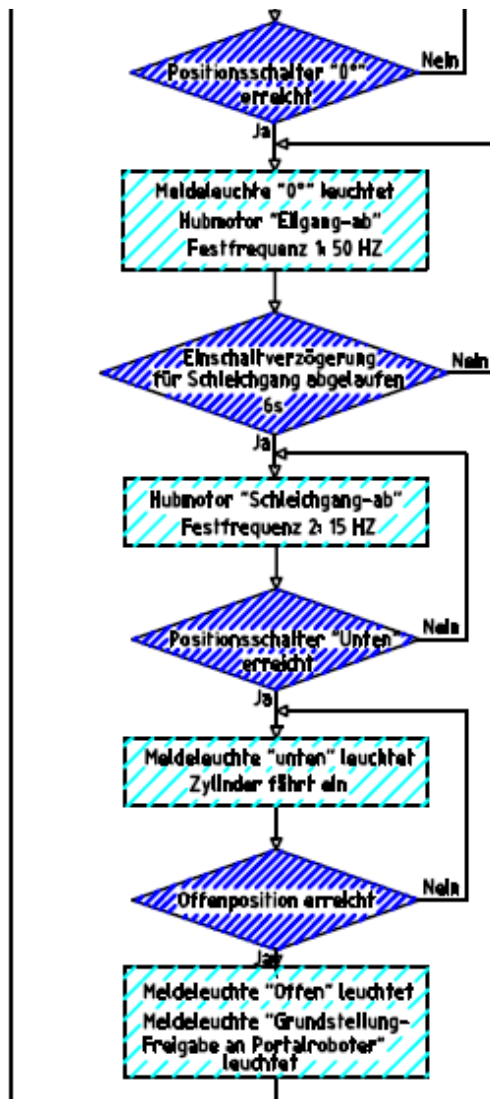
Anschluss G	Schaltzeit [ms]				nominale max. Frequenz [Hz]	
	E52W2S01.-MS...				E52W2S01.-MS...	
	AC EIN	AC AUS	DC EIN	DC AUS	AC	DC
G1/8"	10,5	10,5	12,5	12,5	31	22
G1/4"	11	11	14	14	27	21
G1/2"	24	24	28	28	14	13

Abbildungen unverbindlich
Konstruktions-, Maß- und Werkstoffänderungen vorbehalten

10.4 Programmablauf







Selbstständigkeitserklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und nur unter Verwendung der angegebenen Literatur und Hilfsmittel angefertigt habe.

Stellen, die wörtlich oder sinngemäß aus Quellen entnommen wurden, sind als solche kenntlich gemacht.

Diese Arbeit wurde in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner anderen Prüfungsbehörde vorgelegt.

Ötztal-Bahnhof, den 15.01.2013

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Josef Karl Hofmann', with a stylized, cursive script.

Ing. Josef Karl Hofmann